



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR -TM 141585

DESAIN DAN ANALISA SISTEM SUSPENSI MOBIL MULTIGUNA PEDESAAN MENGGUNAKAN PEREDAM *MAGNETORHEOLOGICAL* DENGAN STANDAR KENYAMANAN ISO 2631

**FRIDAM AMRULOH BAQARIZKY
NRP 2113 100 185**

**Dosen Pembimbing
Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**



TUGAS AKHIR - TM141585

**DESAIN DAN ANALISA SISTEM SUSPensi MOBIL
MULTIGUNA PEDESAAN MENGGUNAKAN
PEREDAM *MAGNETORHEOLOGICAL* DENGAN
STANDAR KENYAMANAN ISO 2631**

**FRIDAM AMRULOH BAQARIZKY
NRP2113 100 185**

**Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM141585

**MODELING AND ANALYSIS RURAL MULTIPURPOSE
VEHICLE SUSPENSION SYSTEM USING
MAGNETORHEOLOGICAL DAMPER WITH ISO 2631**

**FRIDAM AMRULOH BAQARIZKY
NRP2113 100 185**

**Advisor
Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
SepuluhNopember Institute of Technology
Surabaya 2017**

**DESAIN DAN ANALISA SISTEM SUSPENSI MOBIL
MULTIGUNA PEDESAAN MENGGUNAKAN
PEREDAM MAGNETORHEOLOGICAL DENGAN
STANDAR KENYAMANAN ISO 2631**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

FRIDAM AMRULOH BAQARIZKY

NRP. 2113 100 185

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc, PhD (Pembimbing)
NIP. 195106051978031002
2. Dr. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji I)
NIP. 196508101991021001
3. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng, Sc (Penguji II)
NIP. 197805102001121001
4. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.. (Penguji III)
NIP. 196807061999031004



SURABAYA

JULI, 2017

**DESAIN DAN ANALISA SISTEM SUSPensi MOBIL
MULTIGUNA PEDESAAN MENGGUNAKAN PEREDAM
MAGNETORHEOLOGICAL
DENGAN STANDAR KENYAMANAN ISO 2631**

Nama : Fridam Amrulloh Baqarizky
NRP : 2113100185
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,
Ph.D

ABSTRAK

Mobil multiguna pedesaan merupakan sebuah kendaraan yang dirancang untuk meningkatkan produktifitas masyarakat pedesaan. Mobil ini dikatakan multiguna dikarenakan dapat memiliki banyak fungsi, diantaranya untuk mengangkat penumpang maupun mengangkat peralatan produksi. Untuk mengangkat penumpang, pada bagian belakang mobil ini dapat digunakan *box* dengan banyak kursi didalamnya. Namun, ketika akan mengangkat peralatan produksi *box* dengan kursi pada bagian belakang diganti dengan *box* untuk mengangkat peralatan pedesaan. Selain variasi beban, pada tugas akhir ini kondisi jalan pedesaan juga harus diperhatikan. Untuk menjaga kenyamanan penumpang dan peralatan pedesaan diperlukan sistem suspensi yang baik. Penggunaan sistem suspensi semi aktif merupakan salah satu cara untuk menjaga kenyamanan penumpang dan peralatan desa, karena pada sistem ini nilai konstanta redaman dapat berubah sesuai dengan profil permukaan jalan. Sistem suspensi semi aktif yang digunakan pada tugas akhir ini menggunakan peredam *magnetorheological*. Peredam *magnetorheological* memanfaatkan prinsip medan magnet untuk mengubah viskositas cairan didalam peredam suspensi dengan menggunakan arus listrik. Dengan adanya perubahan viskositas

ini, menyebabkan perubahan gaya redaman yang dihasilkan oleh sistem suspensi.

Pada tugas akhir ini terdapat dua macam tahapan, yaitu tahap perancangan dan analisa. Pada tahap perancangan dilakukan perhitungan untuk mendapatkan nilai konstanta pegas suspensi dengan menggunakan beban maksimal dan defleksi pegas tersebut, dan pada tahap ini juga dilakukan simulasi dengan *software* Matlab untuk memperoleh arus yang masuk kedalam peredam dengan menggunakan persamaan gerak dari pemodelan kendaraan. Untuk tugas akhir ini digunakan pemodelan setengah kendaraan. Sehingga, dapat diketahui nilai konstanta redaman pegas. Pada tahap analisa, dilakukan analisa kenyamanan yang dihasilkan sistem suspensi semi aktif dengan nilai konstanta pegas dan redaman yang didapatkan pada tahap perancangan. Analisa kenyamanan dikakuakan dengan menggunakan beberapa standar kenyamanan dan keamanan seperti ISO 2631, *Assesment Diagram for Vibration*, *BEISSBARTH Automotive Group*.

Parameter hasil perancangan antara lain, kekakuan pegas suspensi depan (K_{sf}) = 56904,57541 N/m, kekakuan pegas belakang (K_{sr}) = 70864,50183 N/m. Hasil analisa menunjukkan dengan menggunakan input jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0,05 m dan panjang gelombang 1 m, menghasilkan suspensi hasil rancangan memiliki nilai percepatan RMS kendaraan yang lebih baik dibandingkan suspensi pasif. Dan dengan menggunakan standar kenyamanan diatas, suspensi hasil rancangan memiliki tingkat keamanan yang baik.

Kata kunci : Sistem suspensi semi aktif, peredam *magnetorheological*, kenyamanan, keamanan, ISO 2631, *Assesment Diagram for Vibration*, *BEISSBARTH Automotive Group*.

MODELING AND ANALYSIS RURAL MULTIPURPOSE VEHICLE SUSPENSION SYSTEM USING MAGNETORHEOLOGICAL DAMPER WITH ISO 2631

Name : Fridam Amrulloh Baqarizky
NRP : 2113100185
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc,
Ph.D

ABSTRACT

Rural Multipurpose Vehicle is a kind of vehicle which designed to increase the productivity of villagers. This vehicle is named as a multipurpose vehicle because it can have many function, which are for carrying passengers or production tools. When carrying the passengers, on the back of this vehicle using compartment for passengers which have many seats. But, when carrying the production equipments, the previous compartment which set for passengers is changed to a compartment for carrying production tools. Beside of load variation, on this final project the surface profile of village road is noteworthy. To keep the comfortable level of passenger and production tools, it required a very good suspension system. The usage of semi active suspension system is one of the ways to keep the comfortable level of passengers and production tools, because using this suspension system the coefficient of damper can be controlled according to the surface profile of village road. Semi active system which used on this final project using *magnetorheological* damper. *Magnetorheological* damper take advantages of magnetic field principle to change viscosity of liquid inside the damper by varying input current of damper. During the viscosity alteration, it cause the alteration of damping force which produced by suspension system.

In this research there are two step process, which are designing and analyzing. At designing process, it does the calculation of suspension spring coefficient stiffness using maximum load and deflection which worked on the spring. And it does the simulation too with Matlab to get the range of the input current using the equation of motion from vehicle modeling. Half car vehicle modeling is used for this final project. So using the simulation, the coefficient of suspension damper can be calculated. At analyzing process, it does the analysis of comfortable level which produced by the semi active suspension system using spring stiffness and damper coefficient on designing process. Comfortable level analysis which did on this final project using some standard of comfortable and safety level, such as ISO 2631, Assesment Diagram for Vibration, BEISSBARTH Automotive Group.

The parameters result from designing process, such as stiffness coefficient of front spring suspension (K_{sf}) = 56904,57541 N/m, stiffness coefficient of rear spring suspension (K_{sr}) = 70864,50183 N/m. The analysis result show that using sinusoidal with amplitude 0,05 m and wavelength 1 m as the input of simulation, it show using semi active suspension system produce better acceleration RMS of vehicle body than using passive suspension system. And using safety level standard show that using semi active suspension system produce a good safety level.

Keyword : Semi active suspension system, *magnetorheological damper, comfortable level, safety level, ISO 2631, Assesment Diagram for Vibration, BEISSBARTH Automotive Group.*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Tuhan Yang Maha Esa atas segala rahmat dan hidayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan tugas akhir ini, dengan judul “Desain Dan Analisa Sistem Suspensi Mobil Multiguna Pedesaan Menggunakan Peredam *Magnetorheological* Dengan Standar Kenyamanan ISO 2631”. Tugas akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar sarjana di Program Sarjana Bidang Desain Otomotif, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam proses penyusunan tugas akhir ini tidak terlepas dari bimbingan, dorongan, kerjasaman, bantuan, dukungan maupun doa dari seluruh pihak. Oleh karena itu penulis ingin menyampaikan terimakasih sedalam-dalamnya kepada :

1. Bapak Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, Msc.PhD, selaku dosen pembimbing, yang dengan penuh kesabaran dan banyak meluangkan waktu untuk memberikan petunjuk, arahan dan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan penelitian tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Agus Sigit Pramono, selaku dosen penguji sekaligus pembimbing, yang telah memberikan banyak petunjuk dan arahan untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, selaku dosen penguji sekaligus pembimbing, yang telah memberikan banyak petunjuk dan arahan untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Julendra B.Ariatedja, MT selaku dosen penguji sekaligus pembimbing, yang telah memberikan banyak petunjuk dan arahan untuk menyelesaikan tugas akhir ini.
5. Bapak Sabardi, Ibu Eni Irawati, Fiihzda Baqarizky, Nabila Baqarizky, selaku keluarga, yang selalu menghibur dan menyemangati saat penulis merasa lelah.

6. Emirwan Wicaksono yang selalu menemani dan tidak pernah lelah untuk berdoa disetiap malamnya untuk keberhasilan penulis, walaupun penulis sering ditinggal olehnya bersama teman wanitanya tetapi dia selalu ada untuk mendukung penulis.
7. Fachri Nugraha warga siantar yang selalu siap menjadi samsak ketika penulis merasa putus asa, dan selalu mengingatkan dan menyemangati penulis. Terimakasih atas ilmu bermain pennynya yang selalu menjadi *moodboster* penulis untuk mengerjakan tugas akhir ini.
8. Rivaldi, Anggi, Nyoman, Kevin yang selalu menyediakan tempat untuk penulis bernaung, dan selalu menyemangati penulis dengan cara yang berbeda dari yang lain sehingga walaupun penulis merasa lelah tetapi tetap semangat.
9. Bewe, Yudhis, Fahmi, Elim, Rivaldi, Anggi, Kevin, Nyoman, Wicak, Fachri, Faris, Awo, Rexa, Rizqu, Nokep, Bima, Jokul yang selalu menyemangati dan mendoakan yang terbaik walaupun terkadang tidak. Terimakasih banyak untuk kalian semua atas *supportnya*.
10. Faris dan Awo selaku teman teman yang selalu siap kalah bermain game demi kesenangan penulis.
11. Keluarga gontarikan yang rela menyediakan tempatnya untuk penulis tidur dan melakukan aktivitas sehari hari.
12. Bobi dan Dika, selaku rekan mengerjakan tugas akhir, yang selalu membantu dan menyemangati penulis, dan selalu menjadi tempat penulis menceritakan keluh kesah.
13. Pencot, Erik, Dani, Abel, Welly, Aqil, Tukul, Masud, Aip, Bintang, Jokul selaku rekan BPH himpunan yang telah memberikan banyak semangat dan pengalaman kepada penulis.
14. Ami, Alvi, Anang, Dibon, Shodiq, Ucha, Nashir, Rozi, Hilda, Jove, Made, Deasy, selaku keluarga departemen umum. Terimakasih telah menjadikan departemen ini sebagai departemen penuh cinta. Dan terimakasih atas semangat dan doanya.

15. Aam, Ade, Awo, Nyai, Maul, Ajo, Delia, Jarwo, Ita, Memei, Putri, Ega, Idung selaku teman teman MMC yang selalu membantu dan menyemangati penulis dengan karya karya mereka.
16. Keluarga Safary ITS yang selalu mendoakan dan menyemangati penulis dikala penulis sedang dalam kondisi tidak semangat.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Penelitian Terdahulu	5
2.2 Sistem Suspensi.....	7
2.2.1 Pengertian Suspensi.....	7
2.2.3 Komponen Suspensi	9
2.3 Peredam Magnetorheological	10
2.4 Pemodelan-Pemodelan yang Digunakan.....	12
2.4.1 Pemodelan Getaran Kendaraan	12
2.4.2 Pemodelan Profil Jalan	13
2.4.3 Pemodelan Sistem Peredam <i>Magnetorheological</i>	14
2.5 Teori Getaran	17
2.5.1 Persamaan Gerak.....	17
2.5.2 <i>Motion of Base</i>	18
2.5.3 <i>Multi DOF System</i>	19
2.6 Perencanaan Sistem Suspensi.....	20
2.6.1 Perhitungan <i>Center of Gravity</i>	20
2.6.2 Perhitungan Beban.....	21
2.6.3 Perencanaan Pegas Ulir	23

2.6.4	Perencanaan Redaman.....	26
2.6.5	Kekakuan dan Redaman Ban.....	27
2.6.6	Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi.....	29
2.6.7	Kekakuan dan Redaman Tubuh Manusia.....	30
2.6.7	Kekakuan dan Redaman Alat.....	31
2.7	Keamanan dan Kenyamanan Kendaraan.....	32
2.7.1	Keamanan Kendaraan.....	33
2.7.2	Kenyamanan Kendaraan.....	35
2.7.2.1	<i>Assesment Diagram for Vibration</i>	35
2.7.2.2	ISO 2631	37
BAB III METODOLOGI.....		39
3.1	<i>Flowchart</i> Penelitian	39
3.2	Prosedur Penelitian.....	39
3.3	<i>Flowchart</i> Perancangan Sistem Suspensi.....	40
3.3.1	<i>Flowchart</i> Perancangan Kekakuan Pegas Suspensi.....	40
3.3.2	<i>Flowchart</i> Perancangan Redaman Suspensi.....	42
3.3.3	<i>Flowchart</i> Analisa Suspensi.....	44
3.4	Prosedur Perancangan dan Analisa	45
3.4.1	Desain Sistem Suspensi.....	45
3.4.2	Analisa Sistem Suspensi.....	45
3.5	Pemodelan Getaran Kendaraan	46
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA		55
4.1	Perancangan Sistem Suspensi	55
4.1.1	Perhitungan Konstanta Kekakuan Pegas Suspensi..	55
4.1.1.1	Perhitungan Titik Berat Kendaraan	55
4.1.1.1.1	Konfigurasi Mobil Penumpang..	55
4.1.1.1.2	Konfigurasi Mobil Alat.....	58
4.1.1.2	Perhitungan Kekakuan Pegas dan Dimensi ...	61
4.1.2	Perhitungan Kekakuan dan Redaman Ban	65
4.1.3	Perhitungan Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi	66
4.1.4	Kekakuan dan Redaman Bantalan Alat.....	67
4.1.5	Penyusunan Persamaan <i>State Variable</i>	67
4.1.6	Perhitungan Momen Inersia Kendaraan	70

4.1.7	Penentuan Arus Redaman Suspensi.....	71
4.2	Analisa Kenyamanan	74
4.2.1	Analisa Kenyamanan Pengemudi.....	74
4.2.1.1	Analisa Kenyamanan Pengemudi Untuk Mobil Penumpang.....	74
4.2.1.2	Analisa Kenyamanan Pengemudi Untuk Mobil Alat.....	78
4.2.2	Analisa Kenyamanan Penumpang.....	82
4.2.3	Analisa Kenyamanan Alat.....	84
4.3	Analisa Kinerja Suspensi	85
4.3.1	Rasio Redaman Suspensi.....	86
4.3.2	Defleksi Suspensi	88
4.3.3	Keamanan Kendaraan.....	90
4.3.5	Pengaruh Amplitudo dan Lamda terhadap Percepatan RMS Bodi Kendaraan	91
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....		95
5.1	Kesimpulan	95
5.2	Saran	95
DAFTAR PUSTAKA		97
LAMPIRAN		99
BIOGRAFI		105

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Grafik Hasil Simulasi Kenyamanan Mobil Multiguna Pedesaan Berdasarkan ISO 2631.....	6
Gambar 2.2	(a) Skema <i>magnetorheological damper</i> . (b). Pengaruh listrik terhadap cairan magnetik.....	11
Gambar 2.3	Kurva Histeristis dan Pengaruhnya terhadap Cairan Magnetik.....	12
Gambar 2.4	Model Profil Jalan Sinusoidal.....	13
Gambar 2.5	Struktur Model <i>Bouc-Wen</i>	14
Gambar 2.6	Struktur Model <i>Spencer</i>	15
Gambar 2.7	<i>Visously Damped Spring Mass System</i>	18
Gambar 2.8	<i>Motion of Base</i>	19
Gambar 2.9	Contoh Sistem dengan <i>Multi DOF</i>	19
Gambar 2.10	Posisi CG Kendaraan	20
Gambar 2.11	Gaya pada Kendaraan	22
Gambar 2.12	<i>Solid Length</i> Pegas Ulir.....	23
Gambar 2.13	<i>Free Length</i> Pegas Ulir	24
Gambar 2.14	<i>Road Holding-Comfort Trade Off</i>	27
Gambar 2.15	Pemodelan Tubuh Manusia oleh Wan dan Schimmel.....	31
Gambar 2.16	<i>Free Body Diagram</i> pada Kondisi Kendaraan Statis	34
Gambar 2.17	<i>Assesment Diagram for Vibration</i>	36
Gambar 2.18	Grafik Kenyamanan ISO 2631	38
Gambar 3.1	Pemodelan Getaran Setengah Kendaraan ...	46
Gambar 3.2	<i>Free Body Diagram</i> Pemodelan Setengah Kendaraan	48
Gambar 4.1	<i>Free Body Diagram</i> untuk Konfigurasi Mobil Penumpang.....	55
Gambar 4.2	<i>Free Body Diagram</i> untuk Konfigurasi Mobil Alat.....	58
Gambar 4.3	Berat Rata-Rata Masyarakat Indonesia.....	66

Gambar 4.4	Profil Permukaan Jalan	71
Gambar 4.5	Pengaruh Variasi Arus terhadap Percepatan RMS Pengemudi	73
Gambar 4.6	Persentase Ban Depan Menapak	73
Gambar 4.7	Persentase Ban Belakang Menapak	74
Gamabr 4.8	Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Penumpang pada <i>Head & Neck</i> Pengemudi.....	75
Gambar 4.9	Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Penumpang pada <i>Upper Torso</i> Pengemudi.....	75
Gambar 4.10	Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Penumpang pada <i>Viscera</i> Pengemudi.....	76
Gambar 4.11	Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Penumpang pada <i>Lower Torso</i> Pengemudi.....	76
Gamabr 4.12	Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Alat pada <i>Head & Neck</i> Pengemudi.....	79
Gambar 4.13	Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Alat pada <i>Upper Torso</i> Pengemudi.....	79
Gambar 4.14	Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Alat pada <i>Viscera</i> Pengemudi.....	80
Gambar 4.15	Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Alat pada <i>Lower Torso</i> Pengemudi.....	80
Gambar 4.16	Grafik Percepatan RMS Penumpang terha- dap Frekuensi	82
Gambar 4.17	Grafik Percepatan RMS Alat terhadap Fre- kuensi	84
Gambar 4.18	Grafik Gaya Redaman Suspensi Depan ter- hadap Kecepatan Relatif	86

Gambar 4.19	Grafik Gaya Redaman Suspensi Belakang terhadap Kecepatan Relatif	87
Gambar 4.20	Defleksi Suspensi Depan pada Kecepatan 60 km/h	89
Gambar 4.21	Defleksi Suspensi Belakang pada Kecepatan 60 km/h.....	89
Gambar 4.22	Persentase Ban Depan Mobil Menapak Jalan	90
Gambar 4.23	Persentase Ban Belakang Mobil Menapak Jalan	90
Gambar 4.24	Pengaruh Variasi Amplitudo dan Panjang Gelombang terhadap Percepatan RMS Bodi Kendaraan	93

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Keunggulan dan Kelemahan Sistem Suspensi Pasif, Semi-aktif dan Aktif.....	8
Tabel 2.2	Properties Cairan <i>Magnetorheological</i>	10
Tabel 2.3	Data Redaman Ban Hasil Percobaan Philips.....	28
Tabel 2.4	Data Kekekakuan dan Redaman Bantalan Kursi Hasil Percobaan Yasmin Garcia-Mendez B.S, dan rekan-rekannya	29
Tabel 2.5	Karakteristik Pemodelan pada Gambar 2.30.....	31
Tabel 2.6	Tabel Koefisien Kekakuan dan Redaman Karet.....	32
Tabel 2.7	Kriteria Keamanan Kendaraan menurut BEISSBARTH <i>Automotive Group</i>	33
Tabel 2.8	Reaksi Kenyamanan Terhadap Percepatan ISO 2631	38
Tabel 4.1	Data Berat Kendaraan Mobil Multiguna Pedesaan Dengan Konfigurasi Penumpang.....	56
Tabel 4.2	Dimensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Konfigurasi Penumpang	57
Tabel 4.3	Perubahan Letak <i>Center of Gravity</i> Mobil Multiguna Pedesaan dengan Pembeban Penumpang.....	58
Tabel 4.4	Data Berat Kendaraan Mobil Multiguna Pedesaan Dengan Konfigurasi Alat.....	59
Tabel 4.5	Dimensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Konfigurasi Alat	60
Tabel 4.6	Perubahan Letak <i>Center of Gravity</i> Mobil Multiguna Pedesaan dengan Pembebanan Alat.....	61
Tabel 4.7	Perhitungan Beban yang Diterima Kendaraan	63

Tabel 4.8	Perhitungan Nilai Kekakuan Pegas	64
Tabel 4.9	Perhitungan Dimensi Pegas Suspensi Depan	64
Tabel 4.10	Perhitungan Dimensi Pegas Suspensi Belakang.....	65
Tabel 4.11	Parameter Peredam <i>Magnetorheological</i> dengan Model <i>Bouc-Wen</i>	72

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang masalah

Pertumbuhan industri otomotif di dunia setiap tahunnya mengalami peningkatan yang signifikan. Peningkatan tersebut membuat banyak perusahaan yang bergerak dalam bidang otomotif berlomba-lomba untuk menciptakan kendaraan dengan tujuan akhir *zero fossil fuel, zero energy loss, zero emission, zero accident, zero congestion*, namun tetap memiliki teknologi yang canggih. Tidak hanya mobil untuk kendaraan kota saja yang mengalami perkembangan, melainkan mobil untuk pedesaan juga mengalami perkembangan yang signifikan setiap tahunnya. Selain teknologi yang canggih, salah satu faktor yang penting pada kendaraan adalah kenyamanan. Dimana salah satu hal yang berpengaruh pada kenyamanan kendaraan adalah sistem suspensi. Jalan pada pedesaan yang bergelombang membuat sistem suspensi harus mampu menyesuaikan dengan kondisi jalannya. Sehingga dengan perkembangan suspensi ini dapat mendukung produktifitas masyarakat pedesaan.

Sistem suspensi kendaraan harus dapat mengisolasi getaran bodi kendaraan yang disebabkan ketidakrataan permukaan jalan, karena sistem suspensi merupakan komponen yang menghubungkan antara roda dan bodi kendaraan. Sistem suspensi pada kendaraan saat ini sebagian besar menggunakan sistem suspensi pasif yang terdiri dari komponen pegas dan peredam kejutan dengan harga konstanta yang konstan. Walaupun konstruksinya sederhana namun kekurangan sistem suspensi ini tidak dapat beradaptasi pada kondisi jalan yang berubah-ubah. Suspensi semi aktif merupakan alternatif permasalahan tersebut, dinamakan

sistem suspensi semi aktif karena yang berubah pada sistem suspensi hanya konstanta peredam kejutnya saja.

Pada mobil multiguna pedesaan ini, ada beberapa hal yang diperhitungkan, diantaranya kondisi jalan yang dilewati. Kondisi jalan yang dilewati bukan kondisi jalan pada daerah perkotaan saja, namun juga kondisi jalan pada daerah pedesaan. Selain kondisi jalan, beban yang diangkut pada mobil multiguna pedesaan juga berbeda. Sehingga dibutuhkan sistem suspensi yang dengan memperhitungkan dua hal tersebut.

Pada tugas akhir ini, dilakukan perancangan sistem suspensi dengan nilai konstanta peredam kejut yang berubah-ubah. Namun nilai konstanta pegas dibuat konstan. Sehingga tugas akhir ini dapat dijadikan pertimbangan untuk proyek mobil mutiguna pedesaan dengan motor listrik sebagai penghasil daya penggerak mobil ini.

1.2 Rumusan Permasalahan

Berdasarkan latar belakang diatas, maka diperoleh rumusan masalah yang ingin diselesaikan dalam tugas akhir ini yaitu sebagai berikut :

1. Bagaimana menentukan nilai konstanta pegas sistem suspensi untuk mobil multiguna pedesaan menggunakan peredam *magnetorheological*.
2. Bagaimana mengetahui respon getaran terhadap kenyamanan pengemudi, penumpang alat pedesaan, dan defleksi suspensi pada mobil multiguna pedesaan menggunakan peredam *magnetorheological*.
3. Bagaimana mengetahui tingkat keamanan mobil multiguna pedesaan menggunakan peredam *magnetorheological*.

1.3 Tujuan

Berdasarkan rumusan masalah diatas, maka diperoleh tujuan yang ingin diselesaikan dalam tugas akhir ini yaitu sebagai berikut :

1. Untuk menentukan nilai konstanta pegas sistem suspensi untuk mobil multiguna pedesaan menggunakan peredam *magnetorheological*.
2. Untuk mengetahui respon getaran terhadap kenyamanan pengemudi, penumpang, alat dan defleksi suspensi pedesaan pada mobil multiguna pedesaan menggunakan peredam *magnetorheological*.
3. Untuk mengetahui tingkat keamanan mobil multiguna pedesaan menggunakan peredam *magnetorheological*.

1.4 Batasan Masalah

Untuk memperoleh tujuan diatas, saya menggunakan batasan masalah sebagai berikut :

1. Model Kendaraan yang digunakan dalam perancangan dan pemodelan suspensi adalah model *half car*.
2. Ban yang diggunakan adalah ban tipe radial dengan ukuran 13 inch sesuai dengan hasil percobaan *Philips*..
3. Kekakuan dan redaman kursi diambil dari hasil percobaan *Yasmin Garcia-Mendez, Bs.*, dan rekan-rekannya.
4. Analisis respon kendaraan hanya memperhatikan gaya-gaya arah vertikal.
5. Kendaraan bergerak dengan kecepatan konstan.
6. Permukaan jalan dimodelkan sinusoidal.
7. Hanya menggunakan beban mesin *tresher* sebagai perhitungan beban maksimum.
8. Sistem kontrol voltase untuk menciptakan medan magnet tidak dirancang, sehingga hanya melihat karakteristik peredam sesuai voltase saja.

1.5 Manfaat

Hasil yang diperoleh dalam tugas akhir ini adalah :

1. Menjadi pertimbangan untuk perancangan desain sistem suspensi mobil multiguna pedesaan dengan daya penggerak motor listrik.
2. Menjadi referensi perancangan sistem suspensi semi aktif.

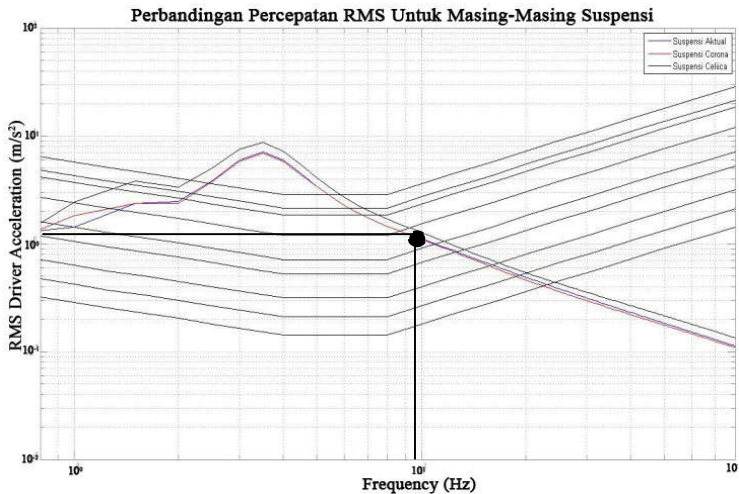
BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Berbagai penelitian terdahulu tentang desain dan analisa sistem suspensi telah dilakukan oleh beberapa orang, antara lain oleh Ryan Gunawan Satria Nugraha. Dalam tugas akhirnya tentang permodelan dan studi karakteristik sistem suspensi semi-aktif dengan peredam *magnetorheological* berisikan perbandingan antara tiga jenis suspensi semi-aktif dengan peredam *magnetorheological* yaitu Metode Parametrik (*Spencer, Bouc-Wen*), Model Non Parametrik, yang dibandingkan dengan suspensi pasif. Dalam tugas akhirnya, didapat kesimpulan bahwa pemodelan peredam *magnetorheological* dengan menggunakan metode parametrik *Spencer* memiliki keakuratan yang lebih baik daripada model *Bouc-Wen*. Untuk pemodelan non parametrik menggunakan persamaan dari thesis dari Russel Richard. Namun, setelah dibandingkan dengan suspensi pasif untuk model kendaraan ini lebih cocok digunakan suspensi pasif karena hasil percepatan badan kendaraan dengan suspensi pasif lebih rendah dibandingkan dengan suspensi semi aktif.

Angga Ramadhana Putra, dalam tugas akhirnya tentang desain dan analisa sistem suspensi mobil produksi multiguna pedesaan dengan standar kenyamanan ISO 2631. Tugas akhirnya bertujuan untuk mendapatkan nilai kekakuan pegas suspensi dan konstanta redaman suspensi untuk mobil multiguna pedesaan, dengan sistem suspensi pasif. Dalam tugas akhirnya, didapat kesimpulan bahwa berdasarkan ISO 2631 dengan input profil jalan sinusoidal yang mempunyai amplitudo 5 cm dan gelombang 1 m, suspensi hasil perhitungan menghasilkan kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi yang ada dipasaran yaitu sebesar $1,5 \text{ m/s}^2$

pada kecepatan 36 km/h. Grafik kenyamanan mobil multiguna pedesaan berdasarkan ISO 2631 pada tugas akhir ini ditunjukkan oleh gambar 2.1



Gambar 2.1 Grafik Hasil Simulasi Kenyamanan Mobil Multiguna Pedesaan Berdasarkan ISO 2631 ^[1]

Puja Priyambada, dalam tugas akhirnya tentang analisis kenyamanan serta redesain pegas suspensi mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR(AT 4X4). Tugas akhirnya bertujuan untuk mengetahui kualitas kenyamanan Fortuner 4.0 V6 SR(AT 4X4), serta melakukan redesai pegas sistem suspensi Fortuner 4.0 V6 SR(AT 4X4). Dalam tugas akhirnya, didapatkan kesimpulan bahwa berdasarkan ISO 2631 dengan input profil jalan sinusoidal yang mempunyai amplitudo 2 cm dan gelombang 6 m, suspensi hasil redesain menghasilkan kenyamanan yang lebih baik daripada suspensi aktual. Dan dari hasil pengujian yang dimiliki oleh

BEISSBARTH Automotive Group menunjukkan bahwa hasil pengujian mobil Toyota Fortuner termasuk dalam kategori yang kurang baik. Namun, berdasarkan hasil simulasi menunjukkan mobil Toyota Fortuner termasuk dalam kategori cukup baik.

2.2 Sistem Suspensi

2.2.1 Pengertian Suspensi

Keamanan dan kenyamanan merupakan salah satu faktor yang perlu diperhatikan dalam merancang sebuah kendaraan. Salah satu faktor yang dapat menambah keamanan dan kenyamanan suatu kendaraan adalah sistem suspensi dari kendaraan tersebut. Sistem suspensi merupakan suatu mekanisme yang terdiri dari beberapa komponen yang dirancang untuk menyerap kejutan dari permukaan terhadap eksitasi getaran. Eksitasi getaran pada kendaraan dapat terjadi akibat profil permukaan jalan, kecepatan kendaraan, dan dapat juga dari getaran mesin kendaraan. Dimana sistem suspensi terletak antara *body* kendaraan dan roda. Sistem suspensi memiliki beberapa fungsi, diantaranya:

- a. Meredam getaran pada kendaraan, pengemudi, dan penumpang akibat eksitasi getaran.
- b. Menghubungkan *body* kendaraan dengan roda.
- c. Meningkatkan kemampuan cengkram roda terhadap jalan.

Sistem suspensi dibagi menjadi 3, yaitu sistem suspensi pasif, semi aktif, dan aktif. Sistem suspensi yang umum digunakan pada kendaraan sampai saat ini adalah sistem suspensi pasif, dimana sistem suspensi pasif memiliki besar kekakuan pegas dan konstanta redaman yang bernilai konstan. Namun, pada akhir-akhir ini dikembangkan teknologi yang dapat mengendalikan getaran secara aktif pada sprung mass agar kenyamanan dapat terkendali pada setiap kondisi jalan, yaitu sistem suspensi semi aktif dan

aktif. Sistem suspensi semi aktif adalah sistem suspensi dimana untuk mejamin kualitas kenyamanan kendaraan pada setiap kondisi jalan. Besarnya redaman pada suspensi semi aktif adalah variabel yang dikontrol, atau dengan kata lain nilai konstanta redamannya berubah-ubah sesuai dengan kondisi jalan. Sementara pada suspensi aktif, untuk kekakuan pegas dan konstanta redaman adalah variabel. Atau dengan kata lain nilai konstanta redaman dan nilai kekakuan pegas berubah-ubah sesuai dengan kondisi jalan. Keunggulan dan kelemahan antara ketiga sistem suspensi ditunjukkan oleh tabel 2.1.

Tabel 2.1 Keunggulan dan Kelemahan Sistem Suspensi Pasif, Semi-aktif, dan Aktif

Parameter	Passive	Semi Active	Pneumatic Active	Electromagnetic Active Suspension
Structure	Simple st	Comple x	Most	Simple
Weight or Volume	Lowest	Low	High	Highest
Cost	Lowest	Low	Highest	High
Ride Comfort	Bad	Mediu m	Good	Best
Handling Performance	Bad	Mediu m	Good	Best
Reliability	Highest	High	Medium	High
Dynamic Performance	Passive	Passive	Medium	Good
Energy Regeneration	No	No	No	Yes
Commercial Maturity	Yes	Yes	Yes	No

2.2.2 Komponen Suspensi

Sistem suspensi memiliki beberapa komponen penyusun. Komponen penyusun sebuah sistem suspensi adalah sebagai berikut :

a. Pegas (*Spring*)

Sebuah pegas didefinisikan sebagai suatu benda elastis (*elastic body*). Sebuah pegas akan berubah bentuk apabila diberi beban dan kembali lagi ke bentuk awal apabila beban yang diberikan dilepaskan. Dimana pegas memiliki beberapa perananan penting yaitu :

1. Sebagai bantalan yang menyerap dan mengontrol energy ketika terjadi getaran.
2. Sebagai penahan dan pengukur gaya.
3. Sebagai pengontrol gerakan dengan cara mempertahankan kontak antara 2 elemen, seperti pada *cams* dan *followers*.
4. Sebagai penyimpan energi.

b. Peredam (*Damper*)

Didalam sistem suspensi juga terdapat sebuah *shock absorber*, karena apabila pada sistem suspensi hanya terdapat pegas, kendaraan akan cenderung berosilasi naik turun pada waktu menerima kejutan dari eksitasi jalan. Hal tersebut terjadi karena pegas tidak dapat menahan gaya naik turun akibat eksitasi jalan. Hal tersebut yang menyebabkan ketidaknyamanan saat berkendara. Oleh karena itu, pemasangan *shock absorber* diharapkan dapat meredam osilasi dengan cepat agar dapat meningkatkan kenyamanan berkendara.

c. Lengan Suspensi (*Suspension Arm*)

Lengan Suspensi (*Suspension Arm*) atau biasa disebut juga *control arm* hanya terdapat pada sistem suspensi *independent*. Komponen ini terpasang pada bodi atau rangka kendaraan, dimana komponen ini berfungsi untuk memegang rangka roda kendaraan. Pergerakan yang kompleks pada roda dapat sinkron dengan pergerakan-pergerakan lengan suspensi, hal tersebut dikarenakan terdapat *ball joint* pada pengikatan lengan suspensi dengan rangka roda.

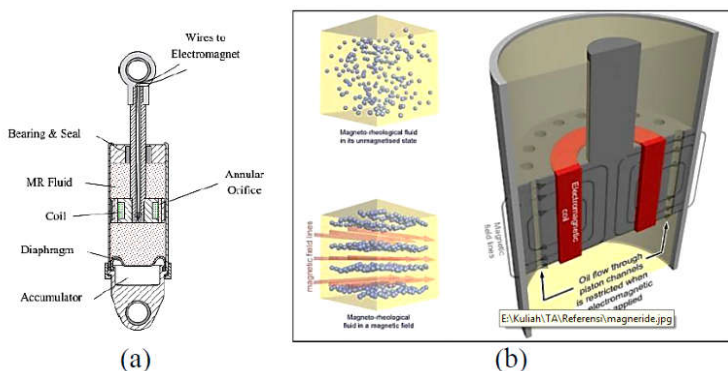
2.3 Peredam Magnetorheological

Peredam *magnetorheological* menggunakan partikel magnetik sebagai pengganti cairan yang digunakan pada peredam pasif. Dengan menggunakan prinsip medan magnet cairan magnetik ini dapat merubah viskositasnya. Fluida peredam ini berisi cairan peredam pasif standar sebesar 20-40%, partikel besi dengan ukuran 3-10 mikron. Berikut adalah properties cairan *magnetorheological* yang ditunjukkan oleh Tabel 2.2

Tabel 2.2 Properties Cairan *Magnetorheological* ^[6]

Property	MR Fluid
Yield Strength	50-100
Max Field	kPa
Viscosity (at 25°C under no field)	150-250 kA/m
Density	0,2-0,3
Response Time	Pa.s 3-4 g/cm ³ Ms

Selain itu, banyak cairan magnetik berisi zat aditif untuk menjaga sifat partikel besi. Ketika tidak ada medan magnet, cairan ini akan bersifat seperti cairan newtonian yang dapat bergerak bebas. Namun, ketika sebuah medan magnet diterapkan partikel besi akan bertindak sebagai dipol yang akan membentuk pola yang selaras sepanjang garis fluks. Fenomena ini hanya terjadi pada wilayah medan magnet saja, diluar itu cairan yang lain bergerak bebas namun terbatas. Hal tersebut menyebabkan gaya redaman semakin membesar. Skema peredam MR ditunjukkan pada gambar 2.2.

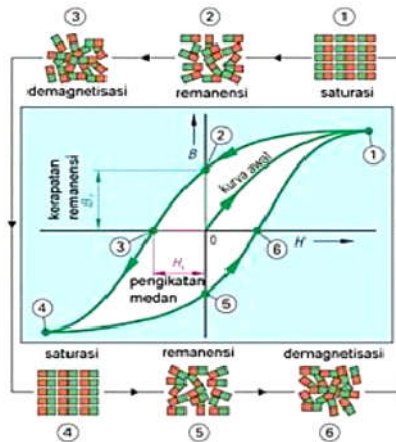


Gambar 2.2 (a) Skema *magnetorheological damper*. (b). Pengaruh listrik terhadap cairan magnetik. ^[6]

Sebagian besar konstruksi peredam *magnetorheological* mirip dengan konstruksi peredam pasif. Dimana damper pada gambar 2.2 merupakan peredam dengan konstruksi monotube. Pengendalian gaya pada peredam tersebut berasal dari dua kumparan elektromagnetik yang terletak di piston. Kumparan tersebut akan menciptakan medan magnet saat dialiri arus listrik yang melewati cairan

magnetik melalui lubang *orifice*. Sehingga partikel besi yang bereaksi akan membentuk fluks medan magnet, yang menyebabkan membesarnya gaya redaman.

Pada kondisi nyata, peredam *magnetorheological* akan mengalami fenomena histeresis, dimana fenomena histeresis adalah perilaku atau sifat dari sebuah sistem dimana sistem tersebut tidak dapat kembali ke keadaan semula. Berikut gambar 2.3 menunjukkan kurva histeresis dan pengaruhnya terhadap cairan magnetik.



Gambar 2.3 Kurva Histeresis dan Pengaruhnya terhadap Cairan Magnetik^[18]

2.4 Pemodelan-Pemodelan yang digunakan

2.4.1 Pemodelan Getaran Kendaraan

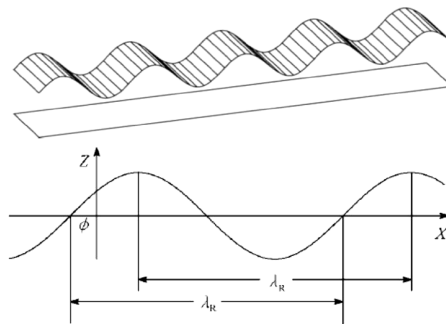
Analisa getaran yang terjadi pada kendaraan untuk melihat karakteristik getaran dapat dilakukan dengan cara pemodelan getaran kendaraan. Model dinamis kendaraan akan mempresentasikan getaran dari kendaraan tersebut. Dimana model yang dibentuk dapat menjadi sederhana

maupun kompleks tergantung dari interpretasi, asumsi dan persepsi kendaraan yang sesuai untuk kebutuhan tertentu. Pemodelan dinamis kendaraan terdiri dari beberapa jenis sesuai dengan kebutuhannya, diantaranya adalah model seperempat kendaraan, setengah kendaraan dan full kendaraan. Pemodelan dinamis kendaraan dipilih sesuai dengan kebutuhan analisa getaran kendaraan.

Setelah memilih pemodelan dinamis yang digunakan, maka dilakukan analisa gaya-gaya yang berkerja pada massa yang ditinjau (*degree of freedom*). Sehingga, dengan melakukan penyederhanaan sesuai dengan hukum Newton kedua, maka akan didapat persamaan matematis sistem gerak suspensi kendaraan.

2.4.2 Pemodelan Profil Jalan

Salah satu faktor yang menyebabkan getaran pada suspensi adalah profil permukaan jalan. Profil permukaan jalan dalam kondisi nyata memiliki fungsi acak atau berfluktuatif. Namun, dalam tugas akhir ini profil permukaan jalan diasumsikan sebagai gelombang harmonis. Dimana model profil jalan berupa gelombang harmonis ditunjukkan pada gambar 2.4



Gambar 2.4 Model Profil Jalan Sinusoidal [8]

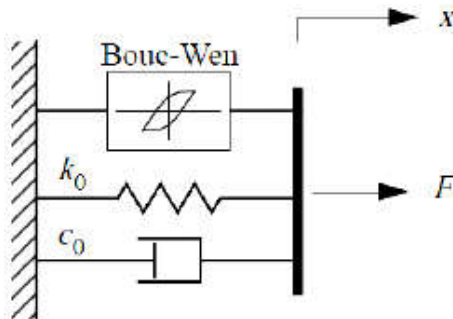
dari gambar 2.4, persamaan profil jalan sinusoidal dapat dituliskan :

$$Z(t) = Z_0 \sin \left(2\pi \frac{V}{\lambda} t + \phi \right) \quad (2.1)$$

dimana Z_0 adalah amplitude, V adalah kecepatan kendaraan, λ adalah panjang gelombang, ϕ adalah Beda Fasa, dan t adalah waktu

2.4.3 Pemodelan Sistem Peredam Magnetorheological

Pemodelan peredam *magnetorheological* dapat dibagi menjadi dua metode utama yaitu metode parametrik dan non-parametrik. Pada metode parametrik, peredam dikarakteristikan sebagai sistem dengan elemen linear maupun non linear, yang didefinisikan dengan parameter *spring*, *dashspot* (peredam viscous) dan elemen mekanik lainnya. Untuk memodelkan fenomena histeristis, model yang dapat digunakan adalah model *Bouc-Wen* dan *Spencer*. Untuk model *Bouc-Wen* memiliki struktur pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Struktur Model *Bouc-Wen*^[20]

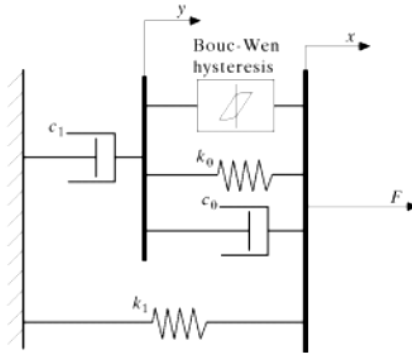
dimana model *Bouc-Wen* memiliki persamaan gaya redam yang dirumuskan pada persamaan (2.2).

$$F = C_o \dot{x}_d + k_o x_d + \alpha z \quad (2.2)$$

dimana variabel z dirumuskan sebagai

$$\dot{z} = -\gamma |\dot{x}_d| z |z|^{n-1} - \beta \dot{x}_d |z|^n + A \dot{x}_d \quad (2.3)$$

Model Spencer merupakan pengembangan dari metode *Bouc-Wen*, dimana model tersebut diusulkan oleh *Spencer* menyangkut pengenalan peredam (c_1) tambahan dan pegas (k_1). Dimana model *Spencer* memiliki struktur pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Struktur Model *Spencer*^[20]

model spencer memiliki persamaan gaya redam sebagai yang ditunjukkan pada persamaan (2.4).

$$F = \alpha z + c_o (\dot{x} - \dot{y}) + k_o (x - y) + k_1 (x - x_o) \quad (2.4)$$

dimana besar perpindahan y dan z adalah sebagai berikut.

$$\dot{z} = -\gamma \dot{x} - \dot{y} |z| |z|^{n-1} - \beta (\dot{x} - \dot{y}) |z|^n + A (\dot{x} - \dot{y}) \quad (2.5)$$

$$\dot{y} = \frac{1}{c_o + c_1} [\alpha z + c_o \dot{x} + k_o (x - y)] \quad (2.6)$$

Untuk metode parametrik berlaku beberapa persamaan yaitu sebagai berikut.

$$\alpha = \alpha_a + (\alpha_b u) \quad (2.7)$$

$$c_1 = c_{1a} + (c_{1b} u) \quad (2.8)$$

$$c_0 = c_{0a} + (c_{0b} u) \quad (2.9)$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (2.10)$$

dimana γ, β, A adalah parameter kontrol linear sebelum pembebanan, α adalah parameter kekakuan gaya redaman, k_0 adalah kekakuan pegas, c_0 adalah peredam viscous, n adalah parameter yang menyatakan kehalusan transisi karakter peredam, dan η adalah filter waktu.

Untuk metode non-parametrik peredam dimodelkan dengan fungsi khusus sebagai polinomial, tangen hiperbolik, delay, offset atau dapat dimodelkan dengan metode kecerdasan buatan (logika fuzzy). Untuk metode non-parametrik dilakukan pendekatan persamaan polinomial untuk memodelkan fenomena histeristis. Salah satu contohnya pada thesis Russel Richard yang menggunakan metode eksperimen untuk memperoleh nilai parameter. Pada thesisnya dianalisa perbedaan peredam *magnetorheological* dengan model linier, non linier, histeristis dan probalistic. Hasil eksperimen dengan model histeristis dengan arus input 1.4 sampai 1.6 ampere dapat dilihat pada persamaan 2.11 [2]

$$(A_1 I^3 + A_2 I^2 + A_3 I + A_4) \left[\left(\text{sgn}(v_{rel}) \left(1 - e^{\frac{-|v_{rel}|}{v_0}} \right) \right) + c v_{rel} \right] \left[\frac{a}{s+a} \right] \quad (2.11)$$

dimana F_d adalah gaya damper, V_{rel} adalah kecepatan relatif damper, A_n adalah persamaan polynomial, V_o adalah kecepatan konstan, dan C adalah koefisien peredam.

2.5 Teori Getaran

Sebuah sistem mekanika dapat dikatakan mengalami getaran paksa apabila ada energi eksternal yang diberikan kepada sistem tersebut selama mengalami getaran. Energi eksternal tersebut dapat berupa gaya yang harmonis, tidak harmonis namun periodik, tidak periodik, dan acak. Respon dari sebuah sistem yang dikenai gaya yang harmonis disebut *harmonic response*, sedangkan respon dari sebuah sistem yang dikenai gaya yang dinamis disebut *transient response*.

Bentuk gaya baik yang harmonis maupun dinamis memiliki banyak jenis, namun untuk tugas akhir ini teori yang akan dibahas berupa getaran *motion of base*. Dan juga pada sub bab ini akan dibahas juga tentang persamaan umum dari sistem yang dikenai gaya, dan *multi degree of freedom*.

2.5.1 Persamaan Gerak

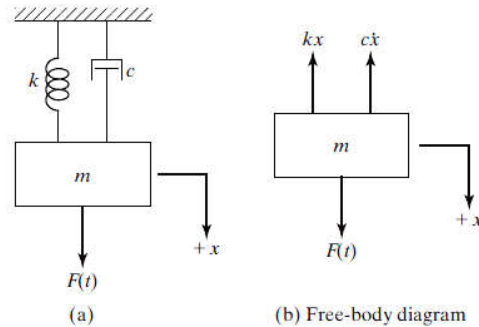
Jika sebuah gaya $F(t)$ dikenakan kepada *visously damped spring mass system* yang ditunjukkan pada gambar 2.7. Maka sistem tersebut akan memiliki persamaan gerak yang didapatkan menggunakan hukum newton 2, yaitu:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.12)$$

dimana m adalah massa kendaraan, c adalah koefisien redaman, k adalah koefisien pegas, x adalah defleksi massa, \dot{x} adalah kecepatan massa, \ddot{x} adalah percepatan massa, dan $F(t)$ adalah fungsi gaya eksternal.

Persamaan gerak diatas merupakan persamaan yang tidak homogen. Selama *equation of motion* tidak homogen maka sistem tersebut akan memiliki penyelesaian utama

yang terdiri dari penjumlahan *homogeneous solution* ($x_h(t)$) dan *particular solution* ($x_p(t)$).



Gambar 2.7 *Visously Damped Spring Mass System*^[7]

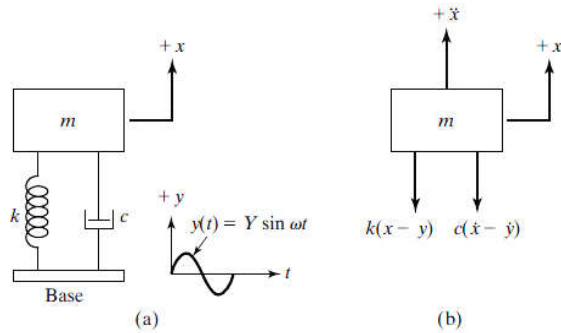
2.5.2 Motion of Base

Salah satu penyebab getaran yang ada pada sistem suspensi adalah profil permukaan jalan. Dimana pada kondisi nyata profil permukaan jalan ini memiliki fungsi acak. Namun, pada tugas akhir ini profil permukaan jalan diasumsikan sebagai gelombang yang harmonis. Sehingga gaya eksternal pada *case* ini adalah pergerakan dari *base* yaitu permukaan jalan. Pemodelan sistem getaran yang terkena gaya eksitasi akibat profil permukaan jalan dapat dilihat pada gambar 2.8. Dimana pada gambar 2.8 memiliki persamaan gerak sebagai berikut:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ky + c\dot{y} \quad (2.13)$$

dimana m adalah massa kendaraan, c adalah koefisien redaman, k adalah koefisien pegas, x adalah defleksi massa, \dot{x} adalah kecepatan massa, \ddot{x} adalah percepatan massa, y

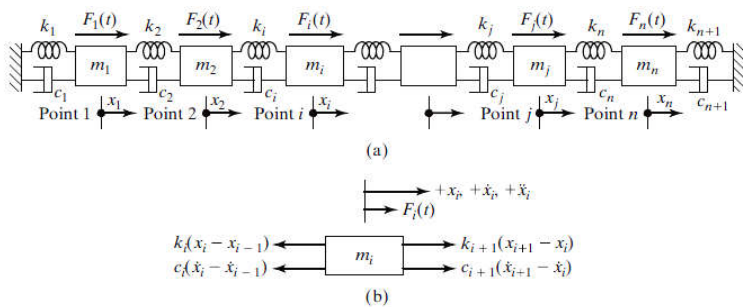
adalah defleksi terhadap *base*, \dot{y} adalah kecepatan terhadap base



Gambar 2.8 Motion of Base ^[7]

2.5.3 Multi DOF System

Pada kondisi nyata sebenarnya setiap struktur mekanika memiliki derajat kebebasan yang tak terhingga jumlahnya, akan tetapi untuk menyederhanakan analisis dan perhitungan maka struktur mekanika tersebut diasumsikan memiliki derajat kebebasan yang terbatas. Contoh sistem dengan *multi dof* ditunjukkan pada gambar 2.9.



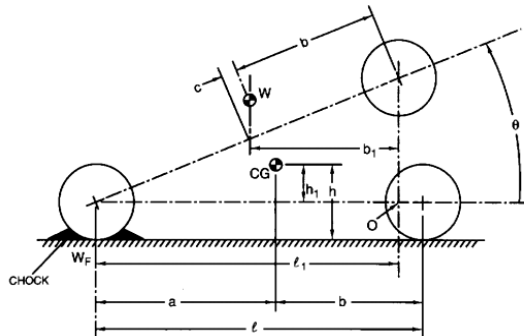
Gambar 2.9 Contoh Sistem dengan Multi DOF ^[7]

Untuk menganalisa sistem dengan *multi dof* kita perlu menganalisa satu persatu massa yang memiliki derajat kebebasan. Sehingga dapat dicari respon dari setiap massa yang dimodelkan.

2.6 Perancangan Sistem Suspensi

2.6.1 Perhitungan *Center of Gravity*

Dalam perancangan sebuah sistem suspensi, salah satu hal yang penting adalah posisi *center of gravity* dimana untuk menghitung gaya-gaya yang diterima oleh kendaraan sangat dipengaruhi oleh letak *center of gravity* ini. Untuk mengetahui posisi *center of gravity* sebelum ditambah beban dapat dicari menggunakan *software* Solidwork atau menggunakan penimbangan. Contoh posisi CG ditunjukkan oleh gambar 2.10



Gambar 2.10 Posisi CG Kendaraan ^[10]

Karena adanya variasi pembebanan pada kendaraan, menyebabkan posisi atau letak titik berat mengalami perubahan letak titik berat kendaraan, sehingga perlu kita mencari lagi posisi titik berat kendaraan setelah diberikan pembebanan. Untuk mengetahui perubahan posisi atau letak

titik berat kendaraan dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$L_f' = \frac{W_p \cdot a + W \cdot L_f}{W_t} \quad (2.14)$$

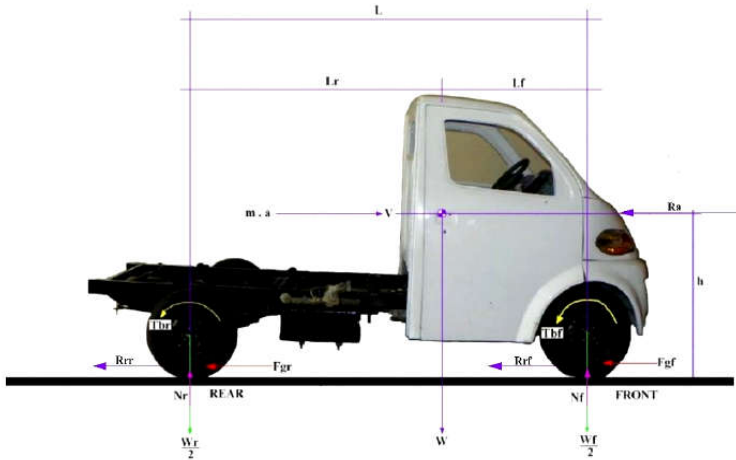
$$L_r' = L - L_f' \quad (2.15)$$

$$h' = \frac{W \cdot h + W_p \cdot h_p}{W_t} \quad (2.16)$$

dimana W adalah berat kosong kendaraan, W_t adalah berat total kendaraan, W_p adalah berat penumpang, A adalah jarak penumpang terhadap sumbu roda depan, L adalah panjang *trackwidth* kendaraan, L_f adalah jarak *center of gravity* terhadap sumbu roda depan sebelum ditambah beban, L_r adalah jarak *center of gravity* terhadap sumbu roda belakang sebelum ditambah beban, L_f' adalah jarak *center of gravity* terhadap sumbu roda depan setelah ditambah beban, L_r' adalah jarak *center of gravity* terhadap sumbu roda belakang setelah ditambah beban, H adalah tinggi *center of gravity* dari tanah pada kendaraan kosong, h' adalah tinggi *center of gravity* dari tanah pada kendaraan setelah ditambah beban, h_p adalah tinggi *center of gravity* dari tanah pada penumpang.

2.6.2 Perhitungan Beban

Beban yang digunakan pada tugas akhir kali ini diklasifikasikan menjadi 2 yaitu beban statis dan dinamis. Dimana dari kedua beban tersebut akan dipilih beban yang paling besar untuk mendapatkan nilai kekakuan pegas suspensi. Untuk menganalisa besar beban yang diterima mobil multiguna pedesaan, diperlukan *free body diagram* dari kendaraan tersebut. Dimana *free body diagram* kendaraan multiguna pedesaan ditunjukkan pada gambar 2.11.



Gambar 2.11 Gaya pada Kendaraan ^[3]

- a. **Beban Statis**
 Pada kondisi beban statis, beban angin dan perlambatan diabaikan, dimana pada beban statis hanya memperhitungkan proporsi dari berat kendaraan saja. Sehingga, perumusan beban statis untuk ban depan dan belakang sebagai berikut :

$$Wf = \frac{L_r}{L} W \quad (2.17)$$

$$Wr = \frac{L_f}{L} W \quad (2.18)$$

- b. **Beban Dinamis**
 Pada kondisi beban dinami, beban angin, perlambatan, dan percepatan diperhitungkan. Namun, nilai beban dinamis dan statis akan bernilai sama. Sehingga perumusan beban dinamis untuk ban

depan dan belakang untuk kondisi percepatan dan perlambatan sebagai berikut:

- Beban Dinamis Diperlambat

$$W_f = \frac{1}{L} [WL_r + h \left(\frac{W}{g} a - \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 \right)] \quad (2.19)$$

$$W_r = \frac{1}{L} [WL_f + h \left(\frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 - \frac{W}{g} a \right)] \quad (2.20)$$

- Beban Dinamis Dipercepat

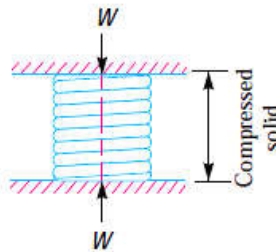
$$W_f = \frac{1}{L} [WL_r - h \left(\frac{W}{g} a + \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 \right)] \quad (2.21)$$

$$W_r = \frac{1}{L} [WL_f + h \left(\frac{W}{g} a + \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 \right)] \quad (2.22)$$

2.6.3 Perancangan Pegas Ulir

a. *Solid Length*

Kondisi pegas dikatakan *solid* jika pegas terkompresi hingga *coil* saling bersentuhan satu sama lain sehingga seolah pegas membentuk sebuah silinder solid, seperti yang digambarkan pada gambar 2.12.



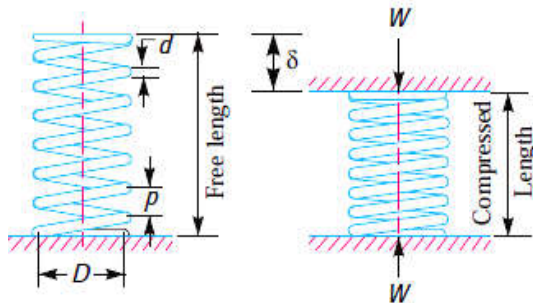
Gambar 2.12 *Solid Length* Pegas Ulir ^[4]

Persamaan untuk mencari *solid length* dari suatu pegas tekan adalah sebagai berikut:

$$L_s = n' \times d \quad (2.23)$$

dimana n' adalah *total number of coils*, dan d adalah *diameter of the wire*

- b. Panjang Bebas (*Free Length*)
 Panjang bebas adalah panjang pegas ketika pegas dalam kondisi bebas dari pembebanan. Panjang bebas ini digambarkan pada gambar 2.13.



Gambar 2.13 *Free Length* Pegas Ulir ^[4]

Secara matematis panjang bebas dirumuskan sebagai berikut :

$$L_F = \text{Solid Length} + \text{Maximum Compression} + \text{*Clearance between adjacent coils}$$

$$= n' \cdot d + \delta_{\max} + 0,15 \delta_{\max} \text{ atau} \quad (2.24)$$

$$L_F = n' \cdot d + \delta_{\max} + (n'-1) \times 1 \text{ mm} \quad (2.25)$$

(clearance between adjacent coil is taken as 1 mm)

c. *Spring Index*

Spring Index adalah perbandingan dari diameter coil rata-rata dengan diameter kawat.

$$C = D/d \quad (2.26)$$

dimana C adalah *spring index*, D adalah diameter koil rata-rata, d adalah diameter kawat.

d. *Spring Rate*

Spring Rate atau konstanta kekakuan pegas adalah beban yang diperlukan per unit defleksi dari pegas. Secara matematis dirumuskan sebagai berikut :

$$k = W/\delta \quad (2.27)$$

dimana K adalah *spring rate*, W adalah beban total, δ adalah defleksi dari pegas.

e. *Pitch*

Pitch dari *coil* adalah jarak axial antara kedua *coil* pada saat pegas dalam kondisi tidak terbebani.

$$p = \frac{\text{Free Length}}{n' - 1} \quad (2.28)$$

$$p = \frac{L_F - L_S}{n'} + d \quad (2.29)$$

dimana L_F adalah *free length of the spring*, L_S adalah *Solid Length of the spring*, n' adalah *total number of coil*, d adalah *diameter of the wire*

- f. Jumlah Lilitan Aktif
Jumlah lilitan aktif dari pegas ulir dirumuskan sebagai berikut :

$$n_a = n' - 1,5 \quad (2.30)$$

dimana n_a adalah jumlah lilitan aktif, dan n' adalah jumlah lilitan total

- g. Panjang Kawat Pegas
Panjang kawat pegas dirumuskan sebagai berikut :

$$L = 2\pi R n_a \quad (2.31)$$

dimana L adalah panjang kawat pegas, R adalah radius pegas ulir, dan n_a adalah jumlah lilitan aktif

2.6.4 Perancangan Redaman

Redaman sangat berpengaruh terhadap sistem suspensi sebuah kendaraan. Beberapa faktor pada kendaraan yang dipengaruhi oleh redaman adalah keamanan dan kenyamanan. Pada kondisi nyata keamanan dan kenyamanan merupakan dua hal yang saling bertentangan. Dimana ketika tingkat kenyamanan sebuah kendaraan semakin tinggi maka tingkat keamanan kendaraan tersebut semakin menurun, begitu pula sebaliknya. Kondisi tersebut ditunjukkan pada gambar 2.14.

Dimana pada gambar 2.14, keamanan ditunjukkan oleh *road holding*, sementara untuk kenyamanan ditunjukkan oleh *comfort*. Dimana sesuai dengan gambar 2.14, untuk memperoleh redaman sistem suspensi yang paling baik perlu perbandingan yang sesuai antara kenyamanan dan keamanan. Untuk memperoleh nilai redaman tersebut perlu dilakukan simulasi untuk beberapa rasio redaman.

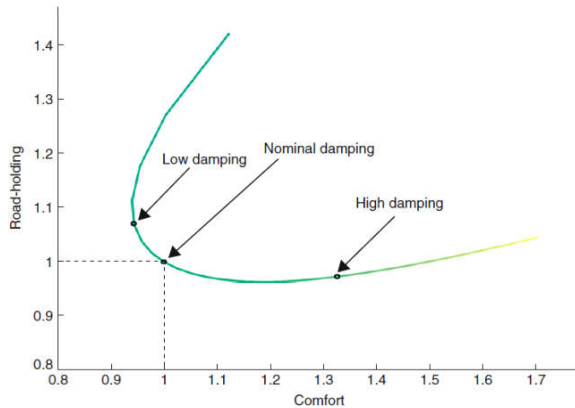
Rasio redaman dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\xi = \frac{c}{c_c} \quad (2.32)$$

dimana ξ adalah rasio redaman, C adalah konstanta redaman suspense, dan C_c adalah konstanta redaman *critical* suspense. Nilai konstanta redaman *critical* sistem getaran 1 DOF didapatkan melalui perumusan :

$$C_c = 2\sqrt{k.m} \quad (2.33)$$

dimana C_c adalah konstanta redaman *critical* suspense, k adalah konstanta kekakuan pegas, dan m adalah massa.



Gambar 2.14 Road Holding-Comfort Trade Off^[11]

2.6.5 Kekakuan dan Redaman Ban

Salah satu faktor yang harus diketahui untuk merancang sebuah sistem suspensi adalah nilai kekakuan dan

redaman ban. Karena pada pemodelan yang digunakan, ban dimodelkan sebagai suatu pegas dan redaman.

Philips dalam pengujiannya tentang kekakuan dan redaman ban untuk ban bias dan ban radial pada saat *rolling*, telah menemukan persamaan untuk menentukan nilai kekakuan ban, dan menemukan konstanta untuk redaman ban.

Tabel 2.3 Data Redaman Ban Hasil Percobaan Philips

Jenis Ban	Tekanan Ban (psi)	Koofisien Redaman (kN.s/m)
Ban Bias 5,60 x 13	15	4,59
	20	4,89
	25	4,52
	30	4,09
	35	4,09
Ban Radial 165 x 13	15	4,45
	20	3,68
	25	3,44
	30	3,43
	35	2,86

Persamaan untuk menentukan besarnya kekakuan ban adalah :

- a. Untuk ban bias

$$K_t = 100,0 + 41,6667 (P_i) \quad (2.34)$$

- b. Untuk ban radial

$$K_t = 430,0 + 27,9167 (P_i) \quad (2.35)$$

dimana K_t adalah kekakuan ban (lb/in), P_i adalah tekanan ban (psi). Sementara konstanta hasil percobaan Philips yang akan digunakan untuk perhitungan pada tugas akhir ini, ditunjukkan pada tabel 2.3

2.6.6 Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi

Salah satu faktor lainnya yang harus diketahui juga untuk merancang sebuah sistem suspensi adalah nilai kekakuan dan redaman bantalan kursi. Karena pada pemodelan yang digunakan, bantalan kursi dimodelkan sebagai suatu pegas dan redaman.

Tabel 2.4 Data Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi Hasil Percobaan Yasmin Garcia-Mendez,BS., dan rekan-rekannya

Load (N)	Vector with Vicair		Meridian Wave		Roho High Profile		Jay J2 Deep Contour		Roho Low Profile	
	k	c	k	c	k	c	k	c	k	c
300	32	31 8	40, 2	30 1	43, 1	38 9	26, 7	36 5	50, 5	544
400	50, 3	47 8	50, 5	32 2	51, 7	47 5	27, 9	40 6	56, 7	602
500	59, 3	54 2	57, 5	33 7	64, 8	49 6	28, 7	37 7	62, 1	708
600	71, 5	66 5	64, 7	37 2	77, 3	68 8	36, 8	50 8	64, 4	835
700	80, 8	74 8	69, 7	39 2	86, 4	76 0	36	52 2	65, 9	855
800	95	84 0	76	39 7	94, 2	83 4	39, 9	57 1	68, 6	101 5

Untuk memperoleh besarnya kekakuan dan redaman bantalan kursi, digunakan salah satu percobaan yang dilakukan oleh Yasmin Garcia-Mendez,BS., dan rekan-rekannya yang melakukan percobaan berbagai macam tipe

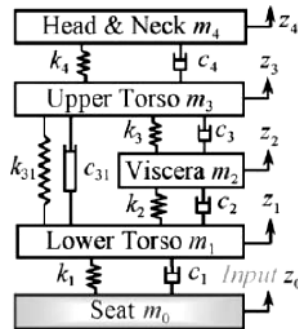
bantalan kursi kendaraan dengan menggunakan *force actuator* dan sensor *accelerometer* untuk mendapatkan respon getaran dari kursi. Setelah dilakukan pengujian didapatkan nilai parameter kekakuan dan redaman bantalan kursi yang ditunjukkan pada tabel 2.4

Untuk mendapatkan nilai kekakuan pegas dan redaman kursi perlu diketahui terlebih dahulu beban yang diterima oleh kursi, lalu kita dapat memilih jenis kursi yang dipakai. Sehingga, dapat diketahui nilai kekakuan pegas dan redaman pada kursi. Pada tabel 2.4 nilai kekakuan pegas (k) dalam satuan (in. N/m), sementara nilai konstanta redaman (c) dalam satuan (in. Ns/m). Dimana ketujuh percobaan diatas dilakukan pada *preload* sebesar (300-800 N).

2.6.7 Kekakuan dan Redaman Tubuh Manusia

Tubuh manusia terdiri dari beberapa organ, dimana setiap organ apabila terkena getaran akan memiliki frekuensi natural masing-masing. Dimana untuk menganalisa getaran vertikal yang terjadi pada setiap organ tubuh manusia akibat getaran kendaraan maka diperlukan pemodelan pengemudi seperti yang dilakukan oleh Wan dan Schimmel pada gambar 2.15.

Untuk mendapatkan besarnya respon getaran pada sistem suspensi, pemodelan tubuh pada gambar 2.15 digabungkan dengan pemodelan setengah kendaraan. Dimana akan didapat respon dari setiap massa dengan memasukan model *state variable* kedalam simulasi. Namun untuk memperoleh metode *state variable* diperlukan nilai konstanta kekakuan pegas dan redaman setiap tubuh manusia untuk menganalisanya yang ditunjukkan oleh tabel 2.5. Dimana pada tabel 2.5 sesuai dengan percobaan Wan dan Schimmel tubuh manusia dimodelkan *spring, mass damper* yang terdiri dari 4 bagian yaitu *head & neck, upper torso, lower torso*, dan *viscera*.



Gambar 2.15 Pemodelan Tubuh Manusia oleh Wan dan Schimmel ^[12]

Tabel 2.5 Karakteristik Pemodelan pada Gambar 2.30 ^[12]

Mass (Kg)		Damping (N.s/m)		Stiffness (N/m)	
m_1	36,0	c_1	2475,0	k_1	49340
m_2	5,50	c_2	330,0	k_2	20000
m_3	15,00	c_3	909,1	k_3	192000
m_4	4,17	c_{31}	200,0	k_{31}	10000
		c_4	250,0	k_4	134400

2.6.8 Kekakuan dan Redaman Alat

Salah satu hal yang perlu diketahui untuk memperoleh respon getaran adalah nilai kekakuan dan redaman alat. Untuk membawa peralatan pedesaan digunakan *box* untuk membawa peralatan desa, dimana pada *box* tersebut bantalan *box* dimodelkan sebagai suatu pegas dan redaman. Untuk memperoleh besarnya kekakuan dan redaman bantalan kursi pada tugas akhir kali ini, pada *box*

pengangkut peralatan desa diasumsikan bantalan pada *box* adalah karet. Dimana karet memiliki nilai kekakuan dan redaman sesuai dengan jurnal Fransisco Paulo L.N, dimana pada penelitiannya menyajikan suatu metodologi karakterisasi dinamik untuk mengidentifikasi kekakuan dan redaman dari spesimen viskoelastik silinder. Dimana hasil yang didapatkan ditunjukkan pada tabel 2.6.

Tabel 2.6 Tabel Koofisien Kekakuan dan Redaman Karet ^[13]

Rubber Hardness	Preload-10% of strain			
	Stiffness Kv		Damping Cv	
	Absolute Value (N/m)	Variation	Absolute Value (Ns/m)	Variation
Soft-25 shore	163,948.13	9.31%	124.91	9.00%
Medium-33 shore	268,906.82	9.93%	150.13	3.91%
Hard-48 shore	1,104,445.91	12.66%	102.72	4.33%

2.7 Keamanan dan Kenyamanan Kendaraan

Getaran merupakan salah satu faktor yang harus diperhitungkan dalam merancang sebuah sistem suspensi. Dampak dari getaran tersebut dirasakan oleh penumpang kendaraan maupun peralatan yang dibawa oleh kendaraan tersebut. Dampak dari getaran tersebut berpengaruh terhadap kenyamanan penumpang. Oleh karena itu, diperlukan sistem suspensi yang baik agar penumpang kendaraan tetap merasa nyaman. Namun, bukan hanya kenyamanan saja yang perlu diperhatikan, karena kenyamanan sangat berhubungan dengan keamanan. Dimana pada umumnya keamanan akan bertolak belakang dengan kenyamanan. Besarnya dampak

getaran pada suatu obyek ditentukan oleh frekuensi natural dari obyek tersebut dan frekuensi dari getaran. Namun, kendaraan memiliki frekuensi natural yang berbeda dengan frekuensi natural manusia. Dimana manusia memiliki banyak organ dimana setiap organnya memiliki frekuensi natural masing masing. Sehingga getaran yang diberikan kendaraan kepada manusia akan berdampak berbeda-beda untuk setiap organ tubuh manusia. Sehingga semakin besar amplitudo getaran yang terjadi pada organ manusia, maka akan semakin besar pula dampak yang dirasakan oleh penumpang.

2.7.1 Keamanan Kendaraan

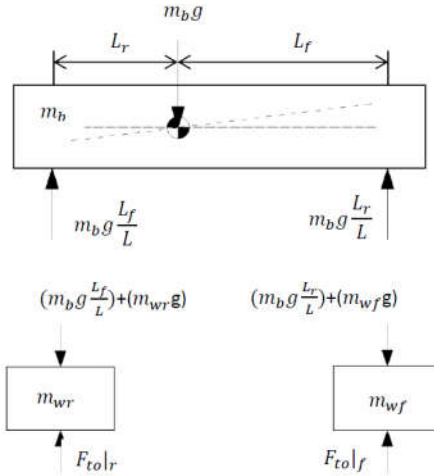
Pada sistem suspensi, keamanan adalah mengenai kestabilan dari kendaraan serta kemampuan ban kendaraan untuk tetap menapak permukaan jalan (*road holding*). Untuk mengetahui kendaraan memiliki kemampuan ban menapak jalan yang baik dapat dilihat dari persentase ban menapak jalan ketika melewati jalan dengan menggunakan simulasi. Kriteria persentase ban menapak jalan (*road grip/road holding*) yang digunakan pada tugas akhir ini adalah kriteria keamanan *BEISSBARTH Automotive Group* yang ditunjukkan pada table 2.6.

Tabel 2.7 Kriteria Keamanan Kendaraan menurut *BEISSBARTH Automotive Group*

No.	Persentase	Keterangan
1	60-90%	Baik
2	40-59%	Cukup Baik
3	20-39%	Kurang Baik
4	0-19%	Buruk

Parameter yang digunakan untuk menyatakan ban menapak jalan adalah melihat berdasarkan gaya normal yang berkerja pada ban. Gaya normal pada ban terdiri dari gaya

normal statis saat ban mengalami defleksi awal pada saat kendaraan diam dan gaya normal dinamis saat kendaraan berjalan. Untuk merumuskan gaya normal pada ban pada kondisi statis dibuat model *free body diagram* yang ditunjukkan pada gambar 2.16.



Gambar 2.16 *Free Body Diagram* pada Kondisi Kendaraan Statis

Untuk kondisi dimana massa *unsprung* sama ($m_w = m_{wr} = m_{wf}$), gaya normal saat ban mengalami defleksi statis dirumuskan :

$$F_{to|f} = \left(m_b \cdot g \cdot \frac{L_r}{L} \right) + (m_w \cdot g) \quad (2.36)$$

$$F_{to|r} = \left(m_b \cdot g \cdot \frac{L_f}{L} \right) + (m_w \cdot g) \quad (2.37)$$

Sehingga, gaya normal pada ban depan dan belakang saat kendaraan berjalan (dinamis) adalah sebagai berikut :

$$F_{t|f} = F_{to|f} + K_{tf} (y_f - x_{wf}) + C_{tf} (\dot{y}_f - \dot{x}_{wf}) \quad (2.38)$$

$$F_{t|r} = F_{to|r} + K_{tr} (y_r - x_{wr}) + C_{tr} (\dot{y}_r - \dot{x}_{wr}) \quad (2.39)$$

Gaya normal ini yang menjadi kriteria apakah ban terangkat atau menapak, dimana ban depan terangkat jika $F_{tr} < 0$ dan ban belakang terangkat jika $F_{tr} < 0$.

2.7.2 Kenyamanan Kendaraan

Kenyamanan pada dasarnya merupakan hal yang bersifat subyektif, namun beberapa riset telah dilakukan untuk memecahkan masalah tersebut. Salah satunya adalah penelitian yang memperkenalkan suatu pengertian ketidaknyamanan yang dialami pengemudi dan peralatan terhadap getaran. Untuk tugas akhir kali ini standar kenyamanan yang digunakan untuk menganalisa kenyamanan pada barang menggunakan *Assesment Diagram for Vibration* dan untuk menganalisa kenyamanan pada manusia menggunakan ISO 2631.

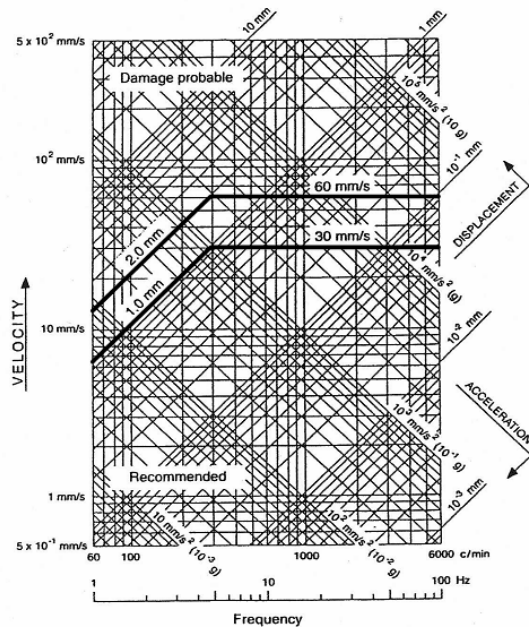
2.7.2.1 Assesment Diagram for Vibration

Untuk mengidentifikasi kerusakan pada peralatan yang akan dibawa oleh kendaraan dapat menggunakan *assesmmment diagram for vobration*, yang di ambil dari ANSI/ASA S 2.27:2002 dimana pembacaan dilakukan dengan menghubungkan setiap variabel yang ada didalam diagram, sehingga kita dapat mengetahui hasil respon dari getaran kendaraan terhadap kerusakan peralatan yang dibawa.

Percepatan dengan satuan mm/s^2 ditandai dengan garis diagonal (/), pergeseran dengan satuan mm ditandai

dengan garis diagonal (\backslash), kecepatan dengan satuan mm/s ditandai dengan garis horizontal (-), dan frekuensi dengan satuan Hz ditandai dengan garis vertikal ($|$). Dengan menghubungkan pertemuan antar titik dari keempat garis dapat menentukan apakah peralatan tersebut masih layak digunakan atau sudah rusak.

Dalam *assesment diagram for vibration* terdapat 3 probabilitas yang akan mungkin terbaca yaitu *damage probable*, *recomended*, dan daerah antara. Apabila luasan masuk pada daerah *damage probable* maka peralatan harus diganti karena paparan getaran sudah melebihi batas. Apabila luasan bidang masuk pada *recomended* maka peralatan masih dalam batas aman dan masih dapat digunakan.



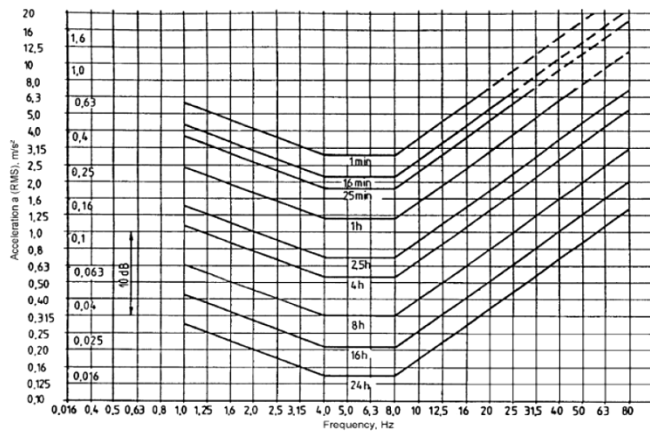
Gambar 2.17 *Assesment Diagram for Vibration*

2.7.2.2 ISO 2631

Standarisasi ISO 2631 merupakan kriteria kenyamanan yang telah diberikan oleh *International Standard Organization*. Sehingga, terdapat standar yang jelas untuk menjelaskan *whole body vibration*. Standar ini direkomendasikan untuk mengevaluasi pengaruh getaran dalam kendaraan maupun industry. Kriteria ini menjelaskan tiga batas yang berbeda untuk *whole body vibration* dalam daerah frekuensi 1 s/d 80 Hz. Batasnya adalah :

- a. Batas exposure yang berkaitan dengan preservasi keselamatan atau kesehatan yang tidak boleh dilebihi tanpa ketentuan khusus.
- b. Batas kelelahan (*fatigue / decreased proficiency boundaries*) yang berkaitan dengan preservasi efisiensi kerja, seperti mengemudi kendaraan.
- c. Batas kenyamanan yang direduksi (*reduced comfort boundaries*) berhubungan dengan kenyamanan dan dalam kendaraan transportasi hal ini berkaitan dengan kegiatan membaca, menulis, dan makan dalam kendaraan.

Gambar berikut menunjukkan batas kelelahan (*fatigue / decreased proficiency boundaries*) untuk getara vertical yang berkisar dari 1 menit sampai 24 jam. Batasanya dijelaskan dengan menggunakan nilai percepatan rms sebagai fungsi frekuensi untuk waktu exposure yang dispesifikasikan, yang ditunjukkan oleh gambar 2.18. Sedangkan untuk kriteria kenyamanan berdasarkan besar percepatan menurut standar ISO 2631 ditampilkan oleh tabel 2.8. Dari batasan yang diberikan didalam ISO 2631 nantinya akan didapatkan apakah desain sistem suspensi yang dirancang sudah sesuai dengan kenyamanan yang diinginkan.



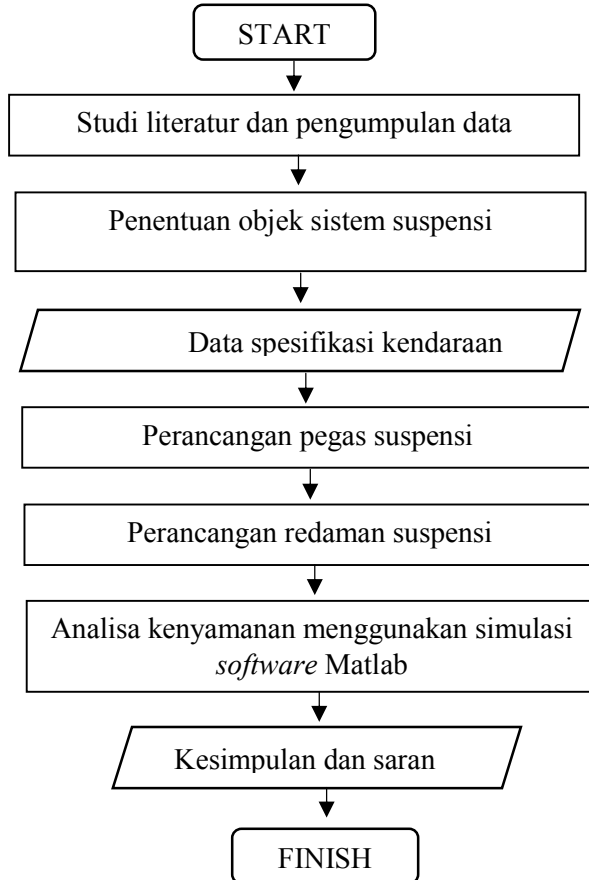
Gambar 2.18 Grafik Kenyamanan ISO 2631 ^[14]

Tabel 2.8 Reaksi Kenyamanan Terhadap Percepatan-ISO 2631

No.	Getaran	Keterangan
1.	$a < 0,315 \text{ m/s}^2$	Tidak ada keluhan
2.	$0,315 \text{ m/s}^2 < a < 0,63 \text{ m/s}^2$	Sedikit tidak nyaman
3.	$0,5 \text{ m/s}^2 < a < 0,1 \text{ m/s}^2$	Agak tidak nyaman
4.	$0,8 \text{ m/s}^2 < a < 1,6 \text{ m/s}^2$	Tidak nyaman
5.	$1,25 \text{ m/s}^2 < a < 2,5 \text{ m/s}^2$	Sangat tidak nyaman
6.	$a > 2 \text{ m/s}^2$	Amat sangat tidak nyaman

BAB III METODOGI

3.1 *Flowchart* Penelitian



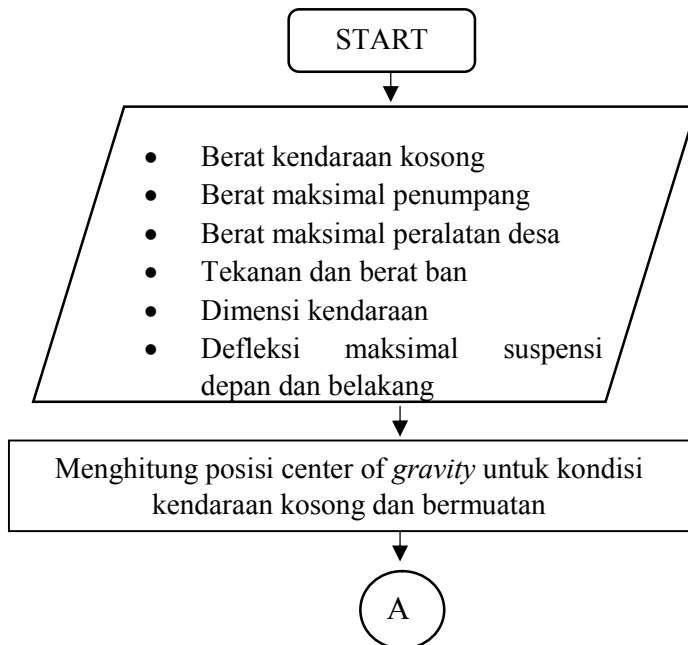
3.2 **Prosedur Penelitian**

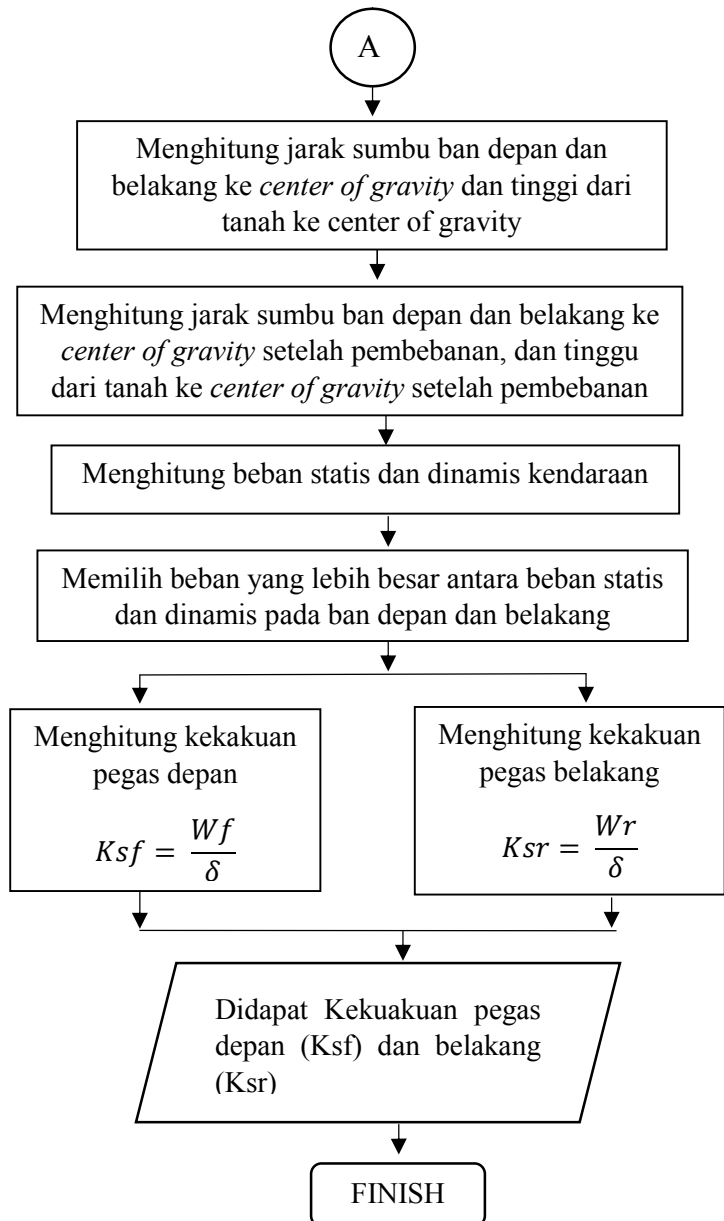
Pada penulisan tugas akhir ini, prosedur penelitian dilakukan dengan beberapa tahapan sebagai berikut :

- Tahap awal dilakukan dengan mempelajari referensi dari buku, jurnal penelitian dan hasil penelitian sebelumnya tentang teknologi kendaraan otomotif.
- Tahap kedua adalah menentukan objek sistem suspensi yang akan dirancang dan dianalisa. Dimana suspensi yang akan dirancang adalah suspensi untuk mobil multiguna pedesaan
- Tahap ketiga adalah pengumpulan data dan pemodelan mobil multiguna pedesaan dengan model setengah kendaraan.
- Tahap keempat adalah melakukan perancangan sistem suspensi, dan menganalisanya.

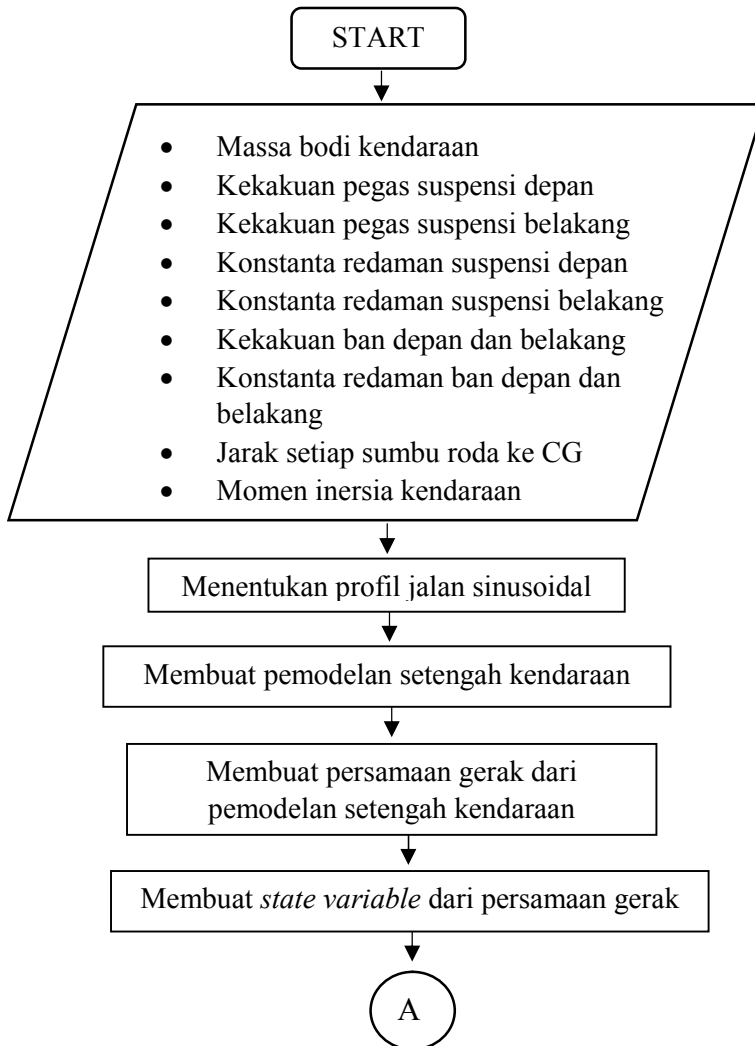
3.3 *Flowchart Perancangan Sistem Suspensi*

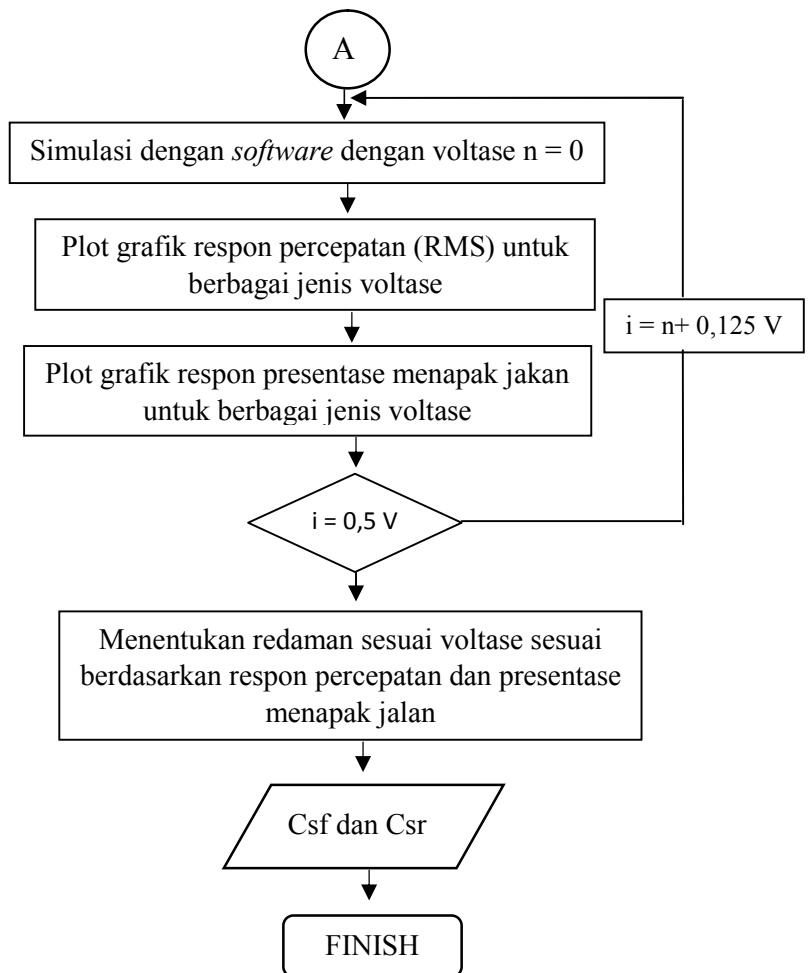
3.3.1 *Flowchart Perancangan Kekakuan Pegas Suspensi*



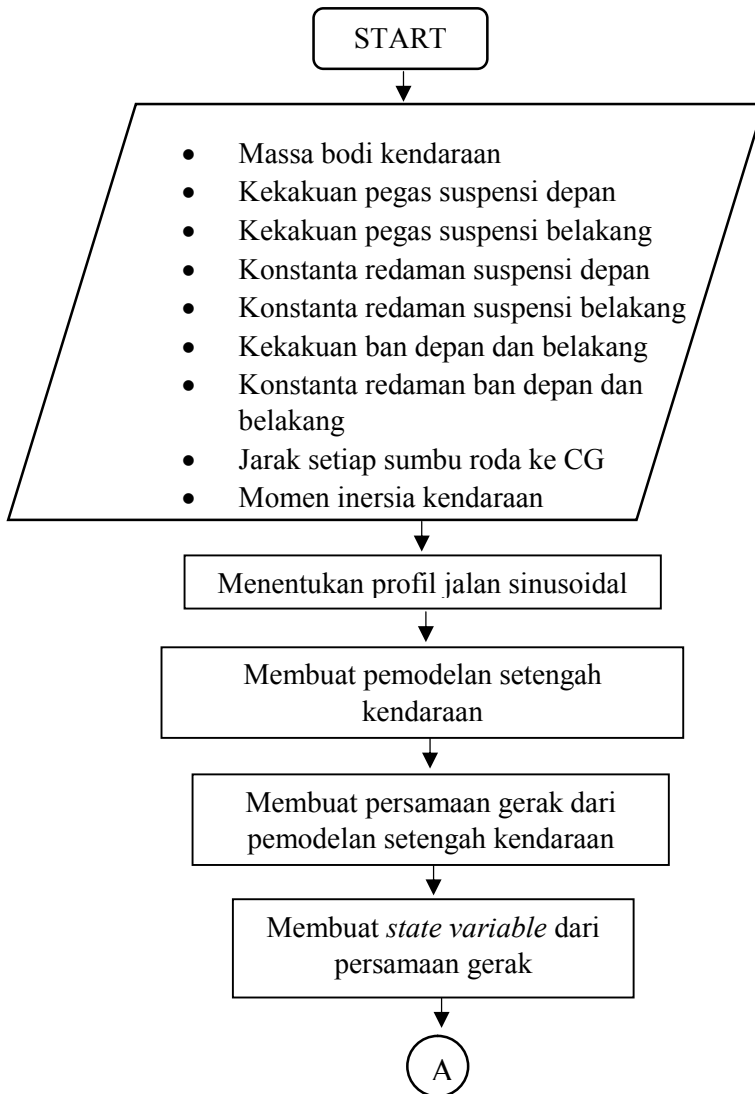


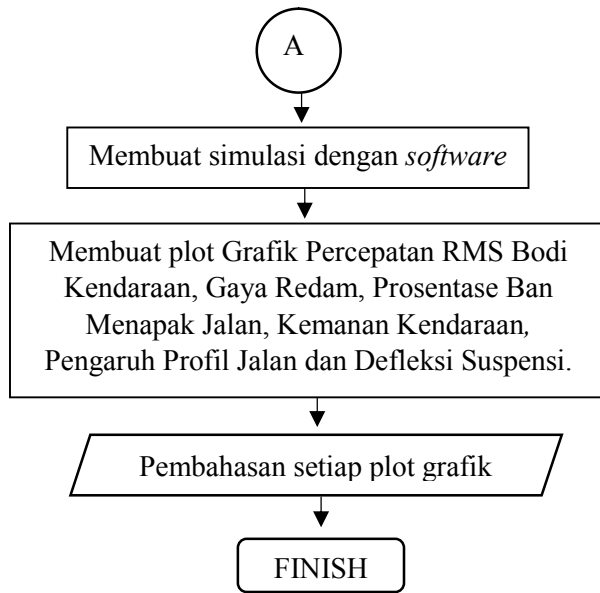
3.3.2 Flowchart Perancangan Redaman Suspensi





3.3.3 Flowchart Analisa Suspensi





3.4 Prosedur Perancangan dan Analisa

3.4.1 Desain Sistem Suspensi

Pada perancangan sistem suspensi, prosedur perancangan dilakukan dengan beberapa tahapan sebagai berikut :

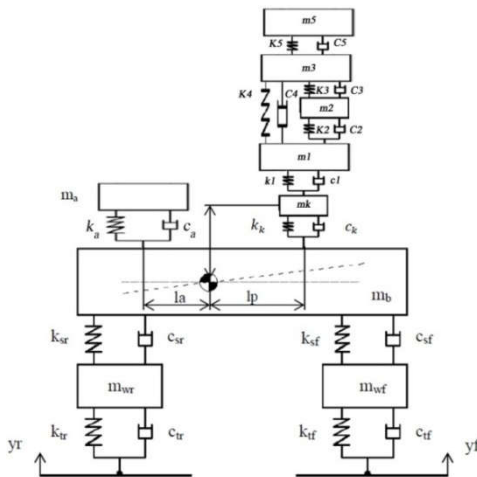
- Tahap awal dilakukan dengan pengumpulan data dan spesifikasi kendaraan yang akan dirancang.
- Tahap kedua adalah menentukan nilai kekakuan pegas depan dan belakang sesuai dengan data yang didapat.
- Tahap ketiga adalah menentukan nilai redaman suspensi.

3.4.2 Analisa Sistem Suspensi

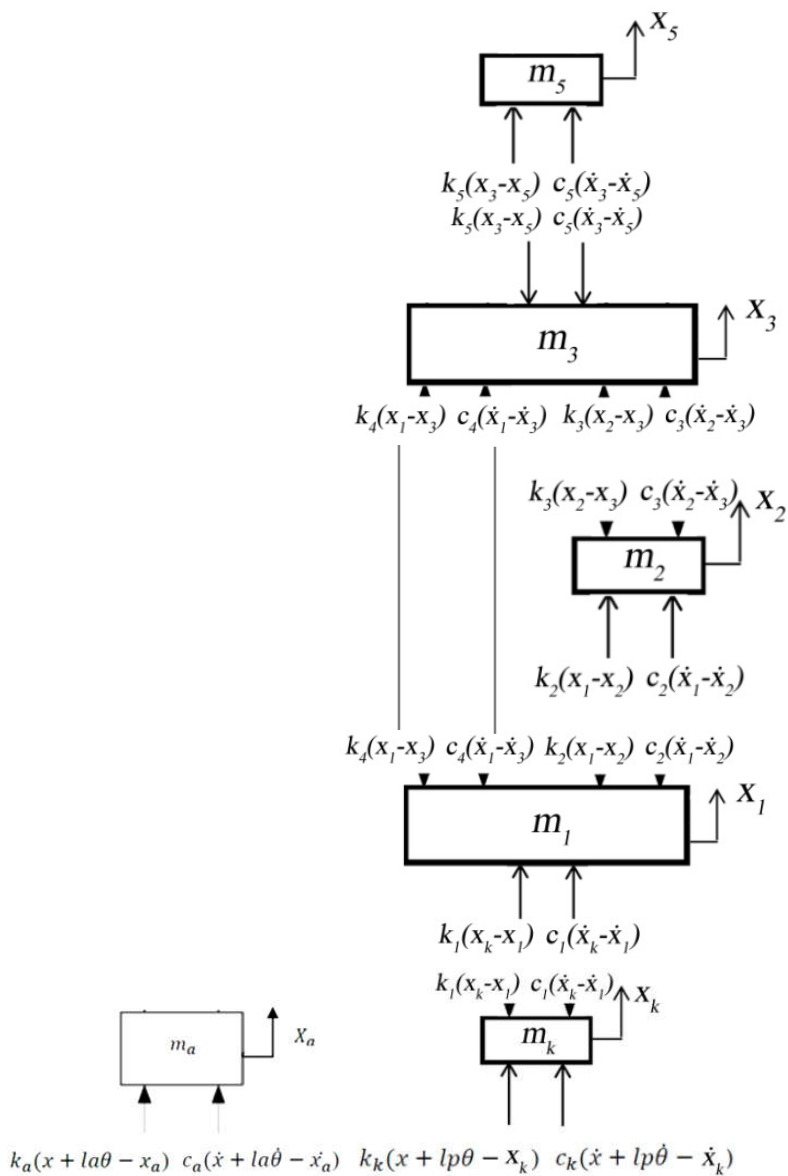
Pada analisa sistem suspensi, prosedur analisa dilakukan dengan beberapa tahapan sebagai berikut :

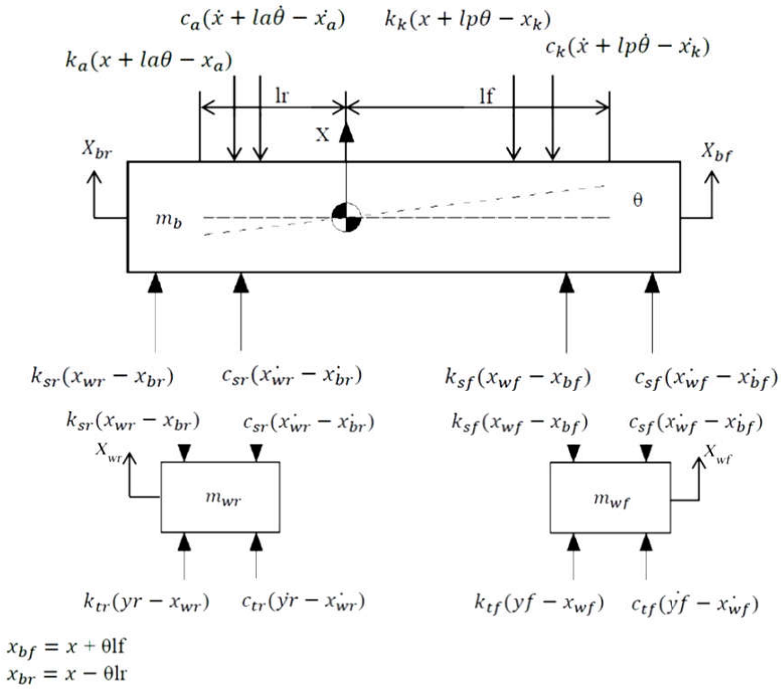
- Tahap awal dilakukan dengan melakukan pemodelan sistem suspensi kendaraan dengan menggunakan pemodelan setengah kendaraan.
- Tahap kedua adalah didapat *free body diagram* dari pemodelan setengah kendaraan.
- Tahap ketiga adalah membuat persamaan gerak dari *free body diagram* yang didapat.
- Tahap keempat adalah membuat *state variable* yang akan digunakan dalam simulasi pada *software*
- Tahap kelima adalah memasukan parameter data kendaraan yang dibutuhkan untuk simulasi.
- Tahap keenam adalah memodelkan persamaan dengan input jalan sinusoidal.
- Tahap terakhir adalah menganalisa respon frekuensi dan respon waktu yang didapat dari perancangan sistem suspensi.

3.5 Pemodelan Getaran Kendaraan



Gambar 3.1 Pemodelan Getaran Setengah Kendaraan





Gambar 3.2 Free Body Diagram Pemodelan Setengah Kendaraan

Dari *free body diagram* diatas dapat ditulis persamaan gerak sebagai berikut :

Persamaan gerak *unsprung mass* depan (m_{wf}) :

$$\Sigma F - m_{wf}\ddot{x}_{wf} = 0$$

$$-m_{wf}\ddot{x}_{wf} + k_{tf}(y_f - x_{wf}) + c_{tf}(\dot{y}_f - \dot{x}_{wf}) - k_{sf}(x_{wf} - x_{bf}) - c_{sf}(\dot{x}_{wf} - \dot{x}_{bf}) = 0$$

$$\begin{aligned}
& m_{wf} \ddot{x}_{wf} + k_{tf}(x_{wf} - y_f) + c_{tf}(\dot{x}_{wf} - \dot{y}_f) - \\
& k_{sf}(x_{wf} - x - \theta lf) - c_{sf}(\dot{x}_{wf} - \dot{x} - \dot{\theta} lf) = 0 \\
& m_{wf} \ddot{x}_{wf} + [(c_{tf} + c_{sf}) \dot{x}_{wf}] - c_{tf} \dot{y}_f - c_{sf} \dot{x} - \\
& c_{sf} \dot{\theta} lf + [(k_{tf} + k_{sf}) x_{wf}] - k_{tf} y_f - k_{sf} x - \\
& k_{sf} \theta lf = 0
\end{aligned} \tag{3.1}$$

Persamaan gerak *unsprung mass* belakang (m_{wr}) :

$$\begin{aligned}
& \Sigma F - m_{wr} \ddot{x}_{wr} = 0 \\
& -m_{wr} \ddot{x}_{wr} + k_{tr}(y_r - x_{wr}) + c_{tr}(\dot{y}_r - \dot{x}_{wr}) - \\
& k_{sr}(x_{wr} - x_{br}) - F_{dr} = 0 \\
& m_{wr} \ddot{x}_{wr} + k_{tr}(x_{wr} - y_r) + c_{tr}(\dot{x}_{wr} - \dot{y}_r) - k_{sr} \\
& (x_{wr} - x - \theta lr) + F_{dr} = 0 \\
& m_{wr} \ddot{x}_{wr} + c_{tr} \dot{x}_{wr} - c_{tr} \dot{y}_r + F_{dr} + [(k_{tr} + \\
& k_{sr}) x_{wr}] - k_{tr} y_r - k_{sr} x - k_{sr} \theta lr = 0
\end{aligned} \tag{3.2}$$

Persamaan gerak massa bodi kendaraan (m_b):

$$\begin{aligned}
& \Sigma F - m_b \ddot{x} = 0 \\
& m_b \ddot{x} - k_{sf}(x_{wf} - x_{bf}) - F_{df} - k_{sr}(x_{wr} - x_{br}) - \\
& F_{dr} + k_k(x + lp\theta - x - x_k) + c_k(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_k) + \\
& k_a(x + la\theta + x_a) + c_a(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0 \\
& m_b \ddot{x} + k_{sf}(x + \theta lf - x_{wf}) + F_{df} + k_{sr}(x - \\
& \theta lr - x_{wr}) + F_{dr} + k_k(x + lp\theta - x_k) + \\
& c_k(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_k) + k_a(x + la\theta - x_a) + \\
& c_a(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& m_b \ddot{x} + F_{df} + F_{dr} + [(k_{sr} + k_{sf})x] + [(k_{sf}lf - \\
& k_{sr}lr)\theta] - k_{sr}x_{wr} - k_{sf}x_{wf} + k_k x + k_k lp\theta - \\
& k_k x_k + c_k \dot{x} + c_k lp\dot{\theta} - c_k \dot{x}_k + k_a x + k_a la\theta - \\
& k_a x_a + c_a \dot{x} + c_a la\dot{\theta} - c_a \dot{x}_a = 0
\end{aligned} \tag{3.3}$$

$$\Sigma M - I_b \ddot{\theta} = 0$$

$$\begin{aligned}
& I_b \ddot{\theta} - k_{sf}lf(x_{wf} - x_{bf}) - F_{df}lf + k_{sr}lr(x_{wr} - \\
& x_{br}) + F_{dr}lr + k_k lp(x + lp\theta - x_k) + \\
& c_k lp(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_k) + k_a la(x + la\theta - x_a) + \\
& c_a la(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_b \ddot{\theta} - k_{sf}lf(x_{wf} - x - \theta lf) - F_{df}lf + \\
& k_{sr}lr(x_{wr} - x + \theta lr) + F_{dr}lr + k_k lp(x + lp\theta - \\
& x_k) + c_k lp(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_k) + k_a la(x + la\theta - x_a) + \\
& c_a la(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& I_b \ddot{\theta} - F_{df}lf + F_{dr}lr + [(-k_{sr} + k_{sf}lf)x] + \\
& [(k_{sf}lf^2 + k_{sr}lr^2)\theta] + k_{sr}lr x_{wr} - k_{sf}lf x_{wf} + \\
& k_k lp x + k_k lp^2\theta - k_k lp x_k + c_k lp \dot{x} + c_k lp^2\dot{\theta} - \\
& c_k lp \dot{x}_k + k_a la x + k_a la^2\theta - k_a la x_a + c_a la \dot{x} + \\
& la^2\dot{\theta} - c_a la \dot{x}_a = 0
\end{aligned} \tag{3.4}$$

Persamaan gerak massa alat yang dibawa (m_a) :

$$\Sigma F - m_a \ddot{x}_a = 0$$

$$-m_a \ddot{x}_a + k_a(x + la\theta - x_a) + c_a(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0$$

$$m_a \ddot{x}_a - k_a(x + la\theta - x_a) - c_a(\dot{x} + la\dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0 \tag{3.5}$$

Persamaan gerak massa kursi pengemudi kendaraan (m_k)

$$\Sigma F - m_k \ddot{x}_k = 0$$

$$\begin{aligned} & -m_k \ddot{x}_k + k_k(x + lp\theta - x_k) + c_k(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_k) - \\ & k_1(x_k - x_1) - c_1(\dot{x}_k - \dot{x}_1) = 0 \\ & m_k \ddot{x}_k - k_k(x + lp\theta - x_k) - c_k(\dot{x} + lp\dot{\theta} - \dot{x}_k) + \\ & k_1(x_k - x_1) + c_1(\dot{x}_k - \dot{x}_1) = 0 \\ & m_k \ddot{x}_k - k_k x - k_k lp\theta + k_k x_k - c_k \dot{x} - \\ & c_k lp\dot{\theta} + c_k \dot{x}_k - k_1 x_1 + k_1 \dot{x}_k - c_1 \dot{x}_1 + c_1 \dot{x}_k = 0 \\ & m_k \ddot{x}_k + [(k_k + k_1)x_k] + [(c_k + c_1)\dot{x}_k] - k_1 x_1 - \\ & c_1 \dot{x}_1 - k_k x - c_k \dot{x} - k_k lp\dot{\theta} - c_k lp\dot{\theta} = 0 \end{aligned} \quad (3.6)$$

Persamaan gerak massa *lower torso* (m_1) :

$$\Sigma F - m_1 \ddot{x}_1 = 0$$

$$\begin{aligned} & -m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_k - x_1) + c_1(\dot{x}_k - \dot{x}_1) - \\ & k_4(x_1 - x_3) - c_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) - k_2(x_1 - x_2) - \\ & c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \\ & m_1 \ddot{x}_1 - k_1(x_k - x_1) - c_1(\dot{x}_k - \dot{x}_1) + \\ & k_4(x_1 - x_3) + c_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + k_2(x_1 - x_2) + \\ & c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \\ & m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 - k_1 x_k + c_1 \dot{x}_1 - c_1 \dot{x}_k - k_4 x_3 + \\ & k_4 x_1 - c_4 \dot{x}_3 + c_4 \dot{x}_1 - k_2 x_2 + k_2 x_1 - c_2 \dot{x}_2 + c_2 \dot{x}_1 = \\ & 0 \\ & m_1 \ddot{x}_1 + [(k_1 + k_4 + k_2)x_1] + [(c_1 + c_4 + c_2)\dot{x}_1] - \\ & k_1 x_k - c_1 \dot{x}_k - k_4 x_3 - c_4 \dot{x}_3 - k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_2 = 0 \end{aligned} \quad (3.7)$$

Persamaan gerak massa *viscera* (m_2) :

$$\Sigma F - m_2 \ddot{x}_2 = 0$$

$$\begin{aligned}
& -m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - \\
& k_3(x_2 - x_3) - c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0 \\
& m_2\ddot{x}_2 - k_2(x_1 - x_2) - c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + k_3(x_2 - x_3) + \\
& c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0 \\
& m_2\ddot{x}_2 + k_2x_2 - k_2x_1 + c_2\dot{x}_2 - c_2\dot{x}_1 - k_3x_3 + \\
& k_3x_2 - c_3\dot{x}_3 + c_3\dot{x}_2 = 0 \\
& m_2\ddot{x}_2 + [(k_2 + k_3)x_2] + [(c_2 + c_3)\dot{x}_2] - k_2x_1 - \\
& c_2\dot{x}_1 - k_3x_3 - c_3\dot{x}_3 = 0 \tag{3.8}
\end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *upper torso* (m_3) :

$$\begin{aligned}
& \Sigma F - m_3\ddot{x}_3 = 0 \\
& -m_3\ddot{x}_3 + k_4(x_1 - x_3) + c_4(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + \\
& k_3(x_2 - x_3) + c_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - k_5(x_3 - x_5) - \\
& c_5(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) = 0 \\
& m_3\ddot{x}_3 + k_4(x_3 - x_1) + c_4(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_2) + \\
& c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) - k_5(x_5 - x_3) - c_5(\dot{x}_5 - \dot{x}_3) = 0 \\
& m_3\ddot{x}_3 + k_4x_3 - k_4x_1 + c_4\dot{x}_3 - c_4\dot{x}_1 + k_3x_3 - \\
& k_3x_2 + c_3\dot{x}_3 - c_3\dot{x}_2 - k_5x_5 + k_5x_3 - c_5\dot{x}_5 + c_5\dot{x}_3 = \\
& 0 \\
& m_3\ddot{x}_3 + [(k_4 + k_3 + k_5)x_3] + [(c_4 + c_3 + c_5)\dot{x}_3] - \\
& k_4x_1 - c_4\dot{x}_1 - k_3x_2 - c_3\dot{x}_2 - k_5x_5 - c_5\dot{x}_5 = 0 \tag{3.9}
\end{aligned}$$

Persamaan gerak massa *head and neck* (m_5) :

$$\begin{aligned}
& \Sigma F - m_5\ddot{x}_5 = 0 \\
& -m_5\ddot{x}_5 + k_5(x_3 - x_5) + c_5(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) = 0 \\
& m_5\ddot{x}_5 - k_5(x_3 - x_5) - c_5(\dot{x}_3 - \dot{x}_5) = 0
\end{aligned}$$

$$m_5\ddot{x}_5 + k_5x_5 - k_5x_3 + c_5\dot{x}_5 - c_5\dot{x}_3 = 0$$

$$m_5\ddot{x}_5 + k_5x_5 + c_5\dot{x}_5 - k_5x_3 - c_5\dot{x}_3 = 0 \quad (3.10)$$

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA

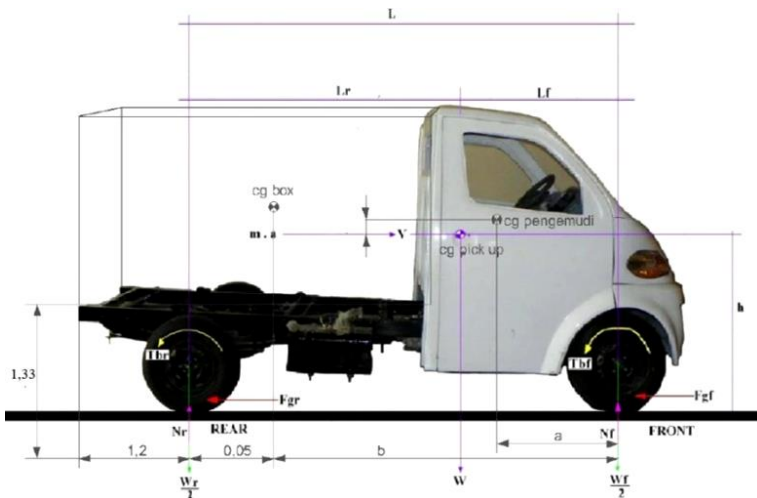
4.1 Perancangan Sistem Suspensi

4.1.1 Perhitungan Konstanta Kekakuan Pegas Suspensi

4.1.1.1 Perhitungan Titik Berat Kendaraan

Pada tugas akhir ini digunakan 2 variasi pembebanan, yaitu pembebanan dengan angkutan penumpang dan alat. Karena adanya variasi pembebanan menyebabkan terjadinya perubahan letak titik berat kendaraan, sehingga perlu dihitung letak titik berat akibat setiap variasi pembebanan yang akan memiliki titik berat yang berbeda.

4.1.1.1.1 Konfigurasi Mobil Penumpang



Gambar 4.1 *Free Body Diagram* untuk Konfigurasi Mobil Penumpang

Pada konfigurasi pertama menggunakan penumpang sebagai beban bawaan mobil multiguna pedesaan. Dimana digunakan 6 penumpang dengan asumsi *center of gravity* penumpang berada ditengah-tengah *box*. Ukuran *box* yang digunakan untuk konfigurasi mobil penumpang adalah ($p \times l \times t$) = (2,48 x 1,5 x 1,6) m. Dengan menggunakan asumsi beban akibat penumpang terdistribusi merata, sehingga di dapatkan letak *center of gravity* untuk penumpang adalah (1,24 x 0,75 x 0,8) m. Data-data yang digunakan untuk mendapatkan perubahan letak *center of gravity* ditunjukkan pada tabel 4.1 dan 4.2. Sehingga, didapatkan perubahan letak *center of gravity* yang ditunjukkan pada tabel 4.3 dengan menggunakan persamaan (2.14),(2.15),(2.16) yaitu:

$$L_f' = \frac{W_s \cdot a + W_f \cdot L_f + W_p \cdot L_p + W_b \cdot b}{W_{total}}$$

$$L_r' = L - L_f'$$

$$h' = \frac{W_s \cdot h_s + W_f \cdot h_f + W_p \cdot h_p + W_b \cdot h_b}{W_{total}}$$

Tabel 4.1 Data Berat Kendaraan Mobil Multiguna Pedesaan Dengan Konfigurasi Penumpang

Spesifikasi Mobil Multiguna		
Untuk mengangkut penumpang		
Berat		
Massa Kendaraan Kosong (W)	8927,1	N
Berat penumpang depan (2 orang) (W _s)	1012,392	N
Berat penumpang belakang (6 orang) (W _p)	3037,176	N
Berat Box (W _b)	4900	N

Tabel 4.2 Dimensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Konfigurasi Penumpang

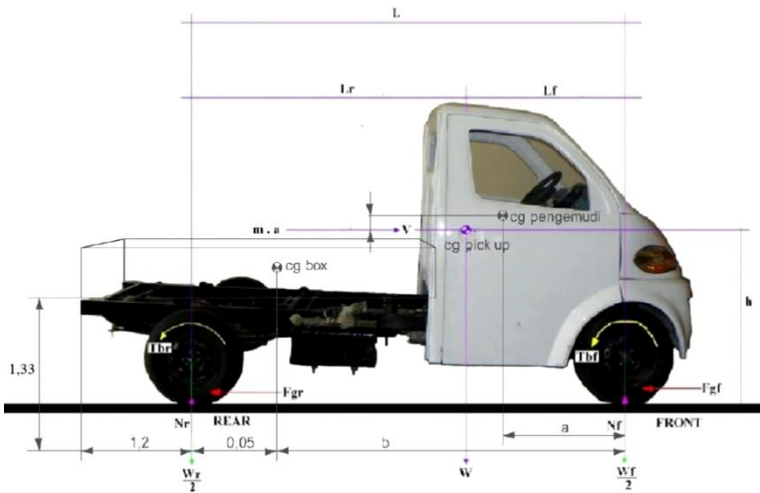
Spesifikasi Mobil Multiguna		
Untuk mengangkut penumpang		
Dimesi Kendaraan		Satuan
Jarak Sumbu roda (L)	2,59	m
Jarak roda depan ke CG (L_f)	1,09	m
Jakar roda belakang ke CG (L_r)	1,5	m
Jarak Penumpang Belakang Ke Sumbu Roda Depan	2,55	m
Jarak Penumpang Belakang ke CG (L_p)	1,46	m
Jarak Penumpang Depan ke CG (a)	0,29	m
Jarak Penumpang Depan ke Sumbu Roda Depan	0,8	m
Jarak Box ke Sumbu Roda Depan	2,55	m
Jarak Box ke CG (b)	1,46	m
Tinggi GG Mobil ke permukaan tanah (h)	0,86	m
Tinggi GG Penumpang Depan ke permukaan tanah (hs)	0,59	m
Tinggi GG Penumpang Belakang ke permukaan tanah (hp)	1,03	m
Tinggi CG Box ke permukaan tanah (hb)	1,33	m
Luas Frontal (Af)	2,9088	m ²
Koofisien Drag (C_d)	0,4	

Tabel 4.3 Perubahan Letak *Center of Gravity* Mobil Multiguna Pedesaan dengan Pembebanan Penumpang

Center of gravity Setelah Pembebanan		
Untuk Mengangkut orang		
Posisi CG	Nilai	Satuan
X (L_f')	1,692929101	m
X (L_r')	0,897070899	m
Y (h')	1,002418827	m

Sehingga, dengan pembebanan alat terjadi perubahan letak *center of gravity*. Dimana sebelum pembebanan posisi L_f dan L_r bergeser sebesar 0,6 m ke belakang. Dan posisi h naik bergeser sebesar 0,14 m keatas.

4.1.1.1.2 Konfigurasi Mobil Alat



Gambar 4.2 *Free Body Diagram* untuk Konfigurasi Mobil Alat

Pada konfigurasi kedua menggunakan alat pedesaan (*trasher*) sebagai beban bawaan mobil multiguna pedesaan. Dimana digunakan 6 penumpang dengan asumsi *center of gravity* penumpang berada ditengah-tengah *box*. Ukuran *box* yang digunakan untuk konfigurasi mobil penumpang adalah $(p \times l \times t) = (2,48 \times 1,5 \times 0,33)$ m. Dengan menggunakan asumsi beban akibat penumpang terdistribusi merata, sehingga di dapatkan letak *center of gravity* untuk penumpang adalah $(1,24 \times 0,75 \times 0,165)$ m. Data-data yang digunakan untuk mendapatkan perubahan letak *center of gravity* yang ditunjukkan pada tabel 4.4 dan 4.5. Sehingga, didapatkan perubahan letak *center of gravity* yang ditunjukkan pada tabel 4.6 dengan menggunakan persamaan (2.14),(2.15),(2.16) yaitu :

$$L_f' = \frac{W_s.a + W.L_f + W_a.L_a + W_b.b}{W_{total}}$$

$$L_r' = L - L_f'$$

$$h' = \frac{W_s.h_s + W.h + W_a.h_a + W_b.h_b}{W_{total}}$$

Tabel 4.4 Data Berat Kendaraan Mobil Multiguna Pedesaan Dengan Konfigurasi Alat

Spesifikasi Mobil Multiguna		
Untuk mengangkut Barang		
Berat		
Massa Kendaraan Kosong (W)	8927,1	N
Berat penumpang depan (2 orang) (W _s)	1012,392	N
Berat Alat (W _a)	3920	N
Berat Box (W _b)	2058	N

Tabel 4.5 Dimensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Konfigurasi Alat

Spesifikasi Mobil Multiguna		
Untuk mengangkut Barang		
Dimesi Kendaraan		Satuan
Jarak Sumbu roda (L)	2,59	m
Jarak roda depan ke CG (Lf)	1,09	m
Jakar roda belakang ke CG (Lr)	1,5	m
Jarak Alat Ke Sumbu Roda Depan	2,55	m
Jarak Alat Barang ke CG (La)	1,46	m
Jarak Penumpang Depan ke CG (a)	0,29	m
Jarak Penumpang Depan ke Sumbu Roda Depan	0,8	m
Jarak Box ke Sumbu Roda Depan	2,55	m
Jarak Box ke CG (b)	1,46	m
Tinggi GG Mobil ke permukaan tanah (h)	0,86	m
Tinggi GG Penumpang Depan ke permukaan tanah (hs)	0,59	m
Tinggi GG Barang ke permukaan tanah (ha)	0,955	m
Tinggi CG Box ke permukaan tanah (hb)	1,33	m
Luas Frontal (Af)	2,9088	m ²
Koofisien Drag (Cd)	0,4	

Tabel 4.6 Perubahan Letak *Center of Gravity* Mobil Multiguna Pedesaan dengan Pembebanan Alat

Center of gravity Setelah Pembebanan		
Untuk Mengangkut Barang		
Posisi CG	Nilai	Satuan
X(L _f)	1,587438064	m
X(L _r)	1,002561936	m
Y(h')	0,926990086	m

Sehingga, dengan pembebanan alat terjadi perubahan letak *center of gravity*. Dimana sebelum pembebanan posisi L_f dan L_r bergeser sebesar 0,5 m ke belakang. Dan posisi h naik bergeser sebesar 0,06 m keatas.

4.1.1.2 Perhitungan Kekakuan Pegas dan Dimensi

Untuk mendapatkan nilai konstanta kekakuan pegas depan dan belakang kendaraan, dibutuhkan besarnya beban yang diterima oleh kendaraan. Dimana besar beban yang diterima kendaraan diklasifikasikan menjadi beban statis dan dinamis, yang besar nilainya dapat diperoleh dengan persamaan :

- Beban Statis

$$W_f = \frac{L_r}{L} W$$

$$W_r = \frac{L_f}{L} W$$

- Beban Dinamis Diperlambat

$$W_f = \frac{1}{L} [W L_r + h \left(\frac{W}{g} a - \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 \right)]$$

$$W_r = \frac{1}{L} [WL_f + h \left(\frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 - \frac{W}{g} a \right)]$$

- Beban Dinamis Dipercepat

$$W_f = \frac{1}{L} [WL_r - h \left(\frac{W}{g} a + \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 \right)]$$

$$W_r = \frac{1}{L} [WL_f + h \left(\frac{W}{g} a + \frac{1}{2} \rho C_d A_f V^2 \right)]$$

Sehingga didapatkan besarnya nilai beban statis dan dinamis yang ditunjukkan pada tabel 4.7. Selanjutnya, hasil perhitungan beban statis dan dinamis sesuai dengan tabel 4.7 dipilih nilai beban yang paling maksimal pada roda depan dan belakang yang akan digunakan untuk perhitungan konstanta kekakuan pegas suspensi depan dan belakang. Sehingga menggunakan persamaan 2.27, yaitu :

$$k = \frac{W_{maks}}{\delta}$$

akan didapatkan nilai kekakuan pegas yang ditunjukkan pada tabel 4.8. Sehingga, dengan mengasumsikan nilai defleksi maksimal pada suspensi depan dan belakang sesuai pada tabel 4.8 maka nilai konstanta kekakuan pegas depan (Ksf) adalah 5690,457541 N/m, dan nilai konstanta kekakuan pegas belakang (Ksr) adalah 70864,50183 N/m. Dimana langkah selanjutnya dapat dilakukan perhitungan dimensi pegas depan dan belakang yang akan dirancang. Untuk menghitung dimensi pegas yang akan dirancang digunakan persamaan-persamaan yang ada di sub bab 2.63. Sehingga didapatkan dimensi pegas depan dan belakang seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.7

Tabel 4.7 Perhitungan Beban yang Diterima Kendaraan

Data Kendaraan Mobil Multiguna Pedesaan		
	Penumpang	Barang
Lf(m)	1,692929101	1,58743806
Lr(m)	0,897070899	1,00256194
L(m)	2,59	2,59
h(m)	1,002418827	0,92699009
Berat Maksimal (N)	17876,668	15917,492
Perlambatan Maksimal (m/s^2)	7,3575	7,3575
Percepatan Maksimal (m/s^2)	7,3575	7,3575
Wf Statis(N)	3095,876185	3080,74741
Wr Statis(N)	5842,457815	4877,99859
fr (pada jalan aspal)	0,08	0,08
μ (pada jalan aspal)	0,75	0,75
Hambatan Aerodinamis (N)	344,6777208	344,677721
Hambatan Rolling (N)	1430,13344	1273,39936
Gaya Gesek (N)	13407,501	11938,119
Wf Dinamis Diperlambat (N)	5690,457541	5217,14084
Wr Dinamis Diperlambat (N)	3247,876459	2741,60516
Wf Dinamis Dipercepat (N)	434,5937806	882,671971
Wr Dinamis Dipercepat (N)	8503,740219	7076,07403

Tabel 4.8 Perhitungan Nilai Kekakuan Pegas

Perhitungan Pegas Suspensi	
Wf Max(N)	5690,457541
Wr Max(N)	8503,740219
Defleksi Maksimal Depan(m)	0,1
Defleksi Maksimal Belakang(m)	0,12
Ksf (N/m)	56904,57541
Ksr(N/m)	70864,50183

Tabel 4.9 Perhitungan Dimensi Pegas Suspensi Depan

Perhitungan Dimensi Pegas Ulir (Suspensi Depan)	
Nt, Jumlah Lilitan Total	10
d, Ø kawat (m)	0,03
Ls, Solid Length	0,3
Lf, Free Length	0,415
D, Ø coil (m)	0,12
C, Spring Index	4
p, Pitch	0,0415
Na, Jumlah Lilitan Aktif	8,5
L, Panjang Kawat Pegas (m)	3,204424507
τ , Tegangan Geser (N/m ²)	84571555,8
SF, Safety Factor	3
Ssy, (N/m ²)	253714667,4
Sy	0,437439082
Material Pegas	AISI 2330 Steel. Normalized (0,46 Gpa)

Tabel 4.10 Perhitungan Dimensi Pegas Suspensi Belakang

Perhitungan Dimensi Pegas Ulir (Suspensi Belakang)	
Nt, Jumlah Lilitan Total	10
d, Ø kawat (m)	0,03
Ls, Solid Length	0,3
Lf, Free Length	0,438
D, Ø coil (m)	0,12
C, Spring Index	4
p, Pitch	0,0438
Na, Jumlah Lilitan Aktif	8,5
L, Panjang Kawat Pegas (m)	3,204424507
τ , Tegangan Geser (N/m ²)	126382551
SF, Safety Factor	3
Ssy, (N/m ²)	379147653,1
Sy	0,65370285
Material Pegas	AISI 4140 Steel. Normalized (0,655 Gpa)

4.1.2 Perhitungan Kekakuan dan Redaman Ban

Ban yang digunakan untuk mobil multiguna adalah ban radial dengan tekanan ban diasumsikan sebesar 30 psi. Berdasarkan percobaan *Philips* pada persamaan 2.37 untuk ban radial dengan tekanan 30 psi, didapatkan nilai kekakuan ban sebagai berikut :

$$K_t = 430,0 + 27,9167 (P_i)$$

$$K_t = 430,0 + 27,9167 (30)$$

$$K_t = 1267,501 \text{ lb/in}$$

$$K_t = 221973,4385 \text{ N/m}$$

Untuk nilai konstanta redaman ban juga menggunakan hasil percobaan *Philps*, untuk ban radial dengan tekanan ban 30 psi didapatkan nilai redaman ban sebesar 3430 Ns/m.

4.1.3 Perhitungan Kekakuan dan Redaman Bantalan Kursi

Menggunakan hasil percobaan *Yasmin Garcia-Mendez, BS*. Dan rekan rekannya didapatkan nilai kekakuan dan redaman bantalan kursi. Dimana hasil percobaannya ditabelkan pada tabel 2.4. Sesuai dengan penelitian Santoso Singgih mengenai “Mengatasi Berbagai Masalah Statistik dengan SPSS versi 11.5” didapatkan berat rata-rata masyarakat pedesaan sebagai berikut

No	Masyarakat	Berat Badan Rata-Rata (Kg)
1	Desa	51,6
2	Kampung	60,8
3	Kota	60,417

Gambar 4.3 Berat Rata-Rata Masyarakat Indonesia^[17]

Dengan menggunakan berat rata-rata masyarakat pedesaan sebesar 51,6 kg, maka *preload* yang bekerja pada bantalan adalah sekitar 600 N. Menggunakan tipe bantalan *Jay J2 Deep Contour* dengan preload 600 N didapatkan nilai

kekakuan bantalan kursi sebesar 36890 N/m dan nilai redaman bantalan kursi sebesar 508 Ns/m.

4.1.4 Kekakuan dan Redaman Bantalan Alat

Untuk memperoleh nilai Kekakuan dan Redaman Bantalan alat, diasumsikan bantalan alat yang dibawa oleh mobil multiguna pedesaan berupa karet. Berdasarkan jurnal *Fransisco Paulo L.N*, dengan *preload* sebesar 10% *strain* didapatkan nilai kekakuan bantalan alat sebesar 268906,82 N/m, dan nilai redaman bantalan alat sebesar 150,13 Ns/m.

4.1.5 Penyusunan Persamaan *State Variable*

Persamaan *state variable unsprung mass* depan (m_{wf}) :

$$\begin{aligned}
 m_{wf} \ddot{x}_{wf} + c_{tf} \dot{x}_{wf} - c_{tf} \dot{y}_f - F_{df} + \\
 [(k_{tf} + k_{sf})x_{wf}] - k_{tf}y_f - k_{sf}x - \\
 k_{sf}\theta lf = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_{wf} = \frac{1}{m_{wf}} (-c_{tf} \dot{x}_{wf} + c_{tf} \dot{y}_f + F_{df} - [(k_{tf} + \\
 k_{sf})x_{wf}] + k_{tf}y_f + k_{sf}x + k_{sf}\theta lf)
 \end{aligned} \quad (4.1)$$

Persamaan *state variable unsprung mass* belakang (m_{wr}) :

$$\begin{aligned}
 m_{wr} \ddot{x}_{wr} + c_{tr} \dot{x}_{wr} - c_{tr} \dot{y}_r - F_{dr} + \\
 [(k_{tr} + k_{sr})x_{wr}] - k_{tr}y_r - k_{sr}x - \\
 k_{sr}\theta lr = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_{wr} = \frac{1}{m_{wr}} (-c_{tr} \dot{x}_{wr} + c_{tr} \dot{y}_r + F_{dr} - [(k_{tr} + \\
 k_{sr})x_{wr}] + k_{tr}y_r + k_{sr}x + k_{sr}\theta lr)
 \end{aligned} \quad (4.2)$$

Persamaan *state variable* massa bodi kendaraan (m_b):

$$\begin{aligned}
 m_b \ddot{x} + F_{dr} + F_{df} + [(k_{sr} + k_{sf})x] + \\
 [(k_{sf}lf - k_{sr}lr)\theta] - k_{sr}x_{wr} - k_{sf}x_{wf} +
 \end{aligned}$$

$$k_k x + k_k l p \theta - k_k x_k + c_k \dot{x} + c_k l p \dot{\theta} - c_k \dot{x}_k + k_a x + k_a l a \theta - k_a x_a + c_a \dot{x} + c_a l a \dot{\theta} - c_a \dot{x}_a = 0$$

$$\begin{aligned} \ddot{x} = & \frac{1}{m_b} (-F_{df} - F_{dr} - [(k_{sr} + k_{sf})x] - \\ & [(k_{sf} l f - k_{sr} l r)\theta] + k_{sr} x_{wr} + k_{sf} x_{wf} - \\ & k_k x - k_k l p \theta + k_k x_k - c_k \dot{x} - c_k l p \dot{\theta} + \\ & c_k \dot{x}_k - k_a x - k_a l a \theta + k_a x_a - c_a \dot{x} - \\ & c_a l a \dot{\theta} + c_a \dot{x}_a) \end{aligned} \quad (4.3)$$

$$\begin{aligned} I_b \ddot{\theta} + F_{df} l f - F_{dr} l r + [(-k_{sr} + \\ k_{sf} l f)x] + [(k_{sf} l f^2 + k_{sr} l r^2)\theta] + \\ k_{sr} l r x_{wr} - k_{sf} l f x_{wf} + k_k l p x + k_k l p^2 \theta - \\ k_k l p x_k + c_k l p \dot{x} + c_k l p^2 \dot{\theta} - c_k l p \dot{x}_k + \\ k_a l a x + k_a l a^2 \theta - k_a l a x_a + c_a l a \dot{x} + \\ l a^2 \dot{\theta} - c_a l a \dot{x}_a = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_b \ddot{\theta} = & \frac{1}{I_b} (-F_{df} l f + F_{dr} l r - [(-k_{sr} + \\ k_{sf} l f)x] - [(k_{sf} l f^2 + k_{sr} l r^2)\theta] - \\ & k_{sr} l r x_{wr} + k_{sf} l f x_{wf} - k_k l p x - k_k l p^2 \theta + \\ & k_k l p x_k - c_k l p \dot{x} - c_k l p^2 \dot{\theta} + c_k l p \dot{x}_k - \\ & k_a l a x - k_a l a^2 \theta + k_a l a x_a - c_a l a \dot{x} - \\ & l a^2 \dot{\theta} + c_a l a \dot{x}_a) \end{aligned} \quad (4.4)$$

Persamaan *state variable* massa alat yang dibawa (m_a) :

$$m_a \ddot{x}_a - k_a (x + l a \theta - x_a) - c_a (\dot{x} + l a \dot{\theta} - \dot{x}_a) = 0$$

$$m_a \ddot{x}_a = \frac{1}{m_a} (k_a (x + l a \theta - x_a) + c_a (\dot{x} + l a \dot{\theta} - \dot{x}_a)) \quad (4.5)$$

Persamaan *state variable* massa kursi pengemudi kendaraan (m_k)

$$\begin{aligned}
 & m_k \ddot{x}_k + [(k_k + k_1)x_k] + [(c_k + c_1)\dot{x}_k] - \\
 & k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_1 - k_k x - c_k \dot{x} - k_k l p \theta - \\
 & c_k l p \dot{\theta} = 0 \\
 & \ddot{x}_k = \frac{1}{m_k} (-[(k_k + k_1)x_k] - [(c_k + c_1)\dot{x}_k] + \\
 & k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_k x + c_k \dot{x} + k_k l p \theta + c_k l p \dot{\theta}) \quad (4.6)
 \end{aligned}$$

Persamaan *state variable* massa *lower torso* (m_1) :

$$\begin{aligned}
 & m_1 \ddot{x}_1 + [(k_1 + k_4 + k_2)x_1] + [(c_1 + c_4 + \\
 & c_2)\dot{x}_1] - k_1 x_k - c_1 \dot{x}_k - k_4 x_3 - c_4 \dot{x}_3 - \\
 & k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_2 = 0 \\
 & \ddot{x}_1 = \frac{1}{m_1} (-[(k_1 + k_4 + k_2)x_1] - \\
 & [(c_1 + c_4 + c_2)\dot{x}_1] + k_1 x_k + c_1 \dot{x}_k + k_4 x_3 + \\
 & c_4 \dot{x}_3 + k_2 x_2 + c_2 \dot{x}_2) \quad (4.7)
 \end{aligned}$$

Persamaan *state variable* massa *viscera* (m_2) :

$$\begin{aligned}
 & m_2 \ddot{x}_2 + [(k_2 + k_3)x_2] + [(c_2 + c_3)\dot{x}_2] - k_2 x_1 - c_2 \dot{x}_1 - \\
 & k_3 x_3 - c_3 \dot{x}_3 = 0 \\
 & \ddot{x}_2 = \frac{1}{m_2} (-[(k_2 + k_3)x_2] - [(c_2 + c_3)\dot{x}_2] + k_2 x_1 + \\
 & c_2 \dot{x}_1 + k_3 x_3 + c_3 \dot{x}_3) \quad (4.8)
 \end{aligned}$$

Persamaan *state variable* massa *upper torso* (m_3) :

$$\begin{aligned}
 & m_3 \ddot{x}_3 + [(k_4 + k_3 + k_5)x_3] + [(c_4 + c_3 + \\
 & c_5)\dot{x}_3] - k_4 x_1 - c_4 \dot{x}_1 - k_3 x_2 - c_3 \dot{x}_2 - \\
 & k_5 x_5 - c_5 \dot{x}_5 = 0
 \end{aligned}$$

$$\ddot{x}_3 = \frac{1}{m_3} (-(k_4 + k_3 + k_5)x_3) - [(c_4 + c_3 + c_5)\dot{x}_3] + k_4x_1 + c_4\dot{x}_1 + k_3x_2 + c_3\dot{x}_2 + k_5x_5 + c_5\dot{x}_5 \quad (4.9)$$

Persamaan *state variable* massa *head and neck* (m_5) :

$$m_5\ddot{x}_5 + k_5x_5 + c_5\dot{x}_5 - k_5x_3 - c_5\dot{x}_3 = 0$$

$$\ddot{x}_5 = \frac{1}{m_5} (-k_5x_5 - c_5\dot{x}_5 + k_5x_3 + c_5\dot{x}_3) \quad (4.10)$$

4.1.6 Perhitungan Momen Inersia Kendaraan

Berdasarkan data massa kendaraan, jarak *center of gravity* ke sumbu roda arah longitudinal, dan jarak *center of gravity* ke *ground* dapat diperhitungkan besarnya momen inersia kendaraan (I):

- Untuk Mobil Penumpang

$$I_{yy} = m(L_f^2 + h^2)$$

$$I_{yy} = 1800 (1,69^2 + 1,0024^2)$$

$$I_{yy} = 7354,2 \text{ kg.m}^2$$

- Untuk Mobil Barang

$$I_{yy} = m(L_f^2 + h^2)$$

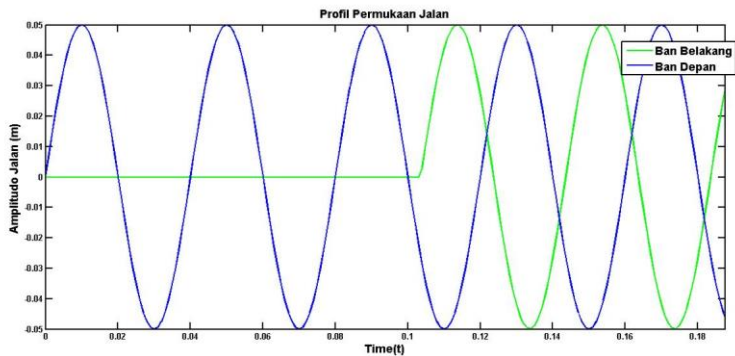
$$I_{yy} = 1800 (1,58^2 + 1,0025^2)$$

$$I_{yy} = 6420,613 \text{ kg.m}^2$$

4.1.7 Penentuan Arus Redaman Suspensi

Untuk mencari nilai konstanta redaman suspensi menggunakan simulasi dengan pemodelan setengah kendaraan. Dimana nilai konstanta redaman dipilih dengan memvariasikan nilai arus yang masuk kedalam sistem suspensi. Parameter utama untuk pemilihan konstanta redaman dipilih dari sisi kenyamanan dan keamanan.

Profil jalan yang digunakan pada simulasi ini adalah profil jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0,05 m dan panjang gelombang 1 m ^[19]. Profil ini digambarkan dengan besar eksitasi fungsi waktu yang ditunjukkan pada gambar 4.4.



Gambar 4.4 Profil Permukaan Jalan

Untuk pemodelan redaman, pada tugas akhir kali ini digunakan pemodelan *Bouce-Wen*. Dimana pemodelan *Bouce-Wen* memiliki parameter-parameter yang ditunjukkan pada tabel 4.11. Selanjutnya, untuk memilih arus redaman yang sesuai, digunakan hasil simulasi berupa respon RMS percepatan pada bodi kendaraan dan prosentase ban depan atau belakang menapak jalan sesuai dengan arus yang masuk kedalam sistem suspensi. Dimana untuk simulasi perancangan redaman digunakan model setengah kendaraan

untuk kendaraan penumpang. Hasil simulasi ditunjukkan pada gambar 4.5, 4.6, dan 4.7.

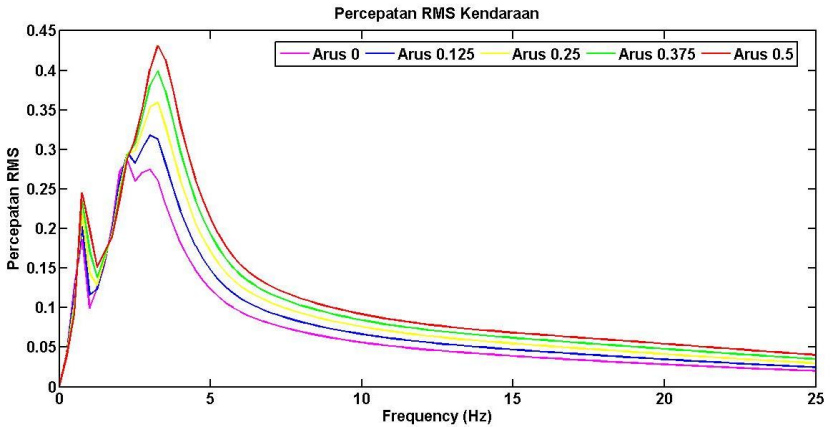
Tabel 4.11 Parameter Peredam *Magnetorheological* dengan Model *Bouc-Wen*^[20]

Parameter	<i>Bouc-Wen</i> Model	Parameter	<i>Bouc-Wen</i> Model
k_0	46.9 N/cm	A	301
C_{oa}	21 N s/cm	γ	363 sec^{-2}
C_{ob}	3.5 N s/cm.V	β	363 sec^{-2}
α_a	140 N/cm	n	2
α_b	695 N/cm.V	H	190 sec^{-1}

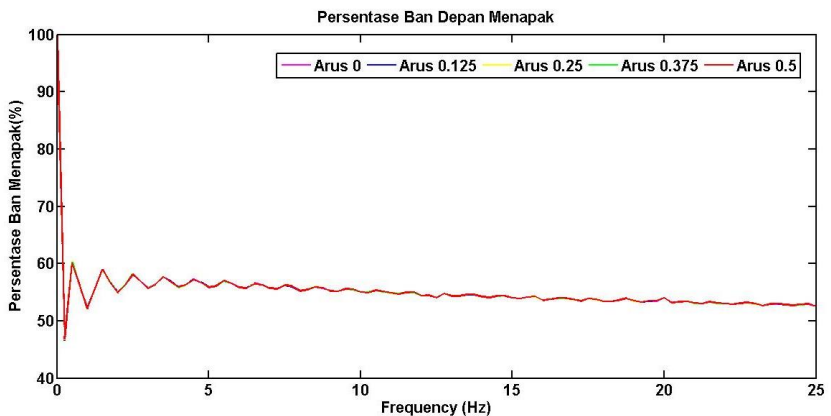
Dari gambar 4.5 pada respon percepatan RMS bodi menunjukkan bahwa semakin besar arus yang masuk ke dalam sistem suspensi maka semakin besar juga nilai percepatan arah vertikal yang diterima oleh bodi kendaraan, sehingga menyebabkan tingkat kenyamanan yang diterima pengemudi maupun penumpang akan semakin menurun. Begitu pula sebaliknya, ketika arus yang masuk semakin kecil menyebabkan nilai percepatan RMS bodi yang didapatkan semakin kecil yang menyebabkan tingkat kenyamanannya bertambah. Sementara dari gambar 4.6 dan 4.7 pada prosentase ban menapak jalan, menunjukkan bahwa semakin besar arus yang masuk kedalam sistem suspensi akan menurunkan persentase ban menapak baik ban depan maupun ban belakang. Namun, besarnya penurunan yang dihasilkan oleh simulasi diatas tidak terlalu signifikan, dan bisa dikatakan sama baiknya antara setiap arus yang masuk kedalam sistem suspensi.

Sehingga, berdasarkan 2 parameter diatas, yaitu RMS bodi kendaraan dan persentase ban menapak jalan, dipilih arus untuk range 0 A, sampai 0,25 A. Dikarenakan dengan arus tersebut dapat menghasilkan percepatan RMS

bodi kendaraan yang kecil dan persentase ban menapak jalan yang lebih besar di bandingkan dengan 2 arus lainnya. Selanjutnya dilakukan analisa terhadap hasil nilai kekakuan pegas dan arus redaman yang sudah dirancang.



Gambar 4.5 Pengaruh Variasi Arus Terhadap Percepatan RMS Pengemudi



Gambar 4.6 Persentase Ban Depan Menapak



Gambar 4.7 Persentase Ban Belakang Menapak Jalan

4.2 Analisa Kenyamanan

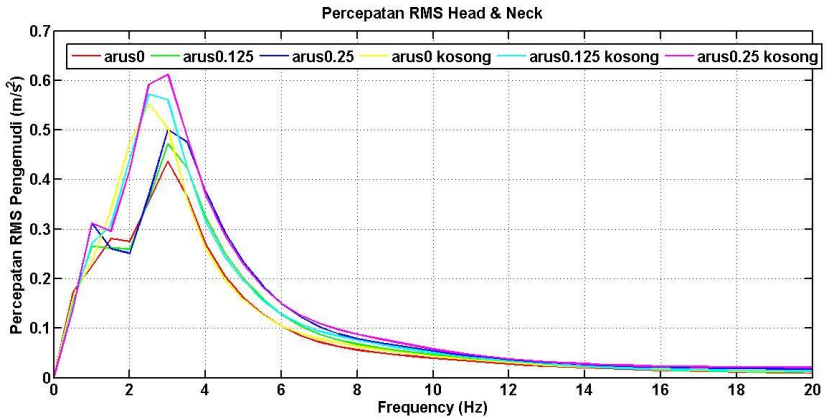
Analisa kenyamanan yang dilakukan pada tugas akhir kali ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh dari koefisien konstanta pegas dan arus redaman pada subbab 4.1 terhadap kenyamanan pengemudi, penumpang dan alat. Pada analisa kenyamanan mobil multiguna pedesaan ini digunakan. Dimana hasil yang didapatkan dari simulasi akan di plot ke dalam ISO 2631 agar dapat mengetahui reaksi kenyamanan yang diterima oleh pengemudi, penumpang, maupun alat.

4.2.1 Analisa Kenyamanan Pengemudi

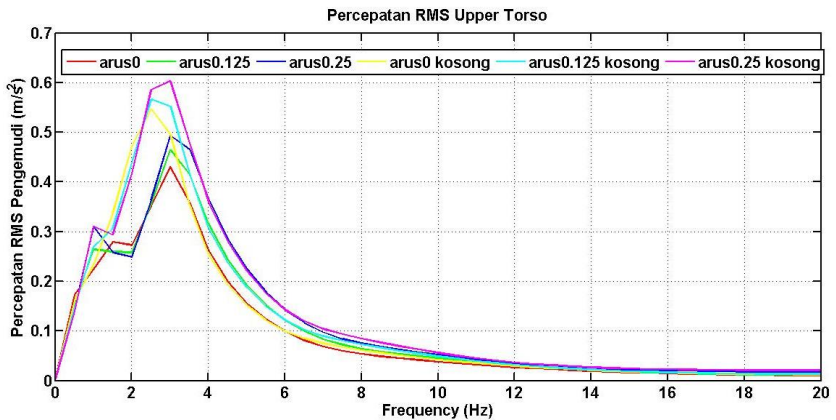
4.2.1.1 Analisa Kenyamanan Pengemudi untuk Mobil Penumpang

Pada analisa ini digunakan model setengah kendaraan dengan konfigurasi mobil penumpang. Untuk menganalisa kenyamanan pengemudi akan dilihat dari percepatan RMS pada setiap bagian tubuh yaitu *head & neck*, *upper torso*, *viscera*, *lowe torso*. Menggunakan input jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0.05 m dan

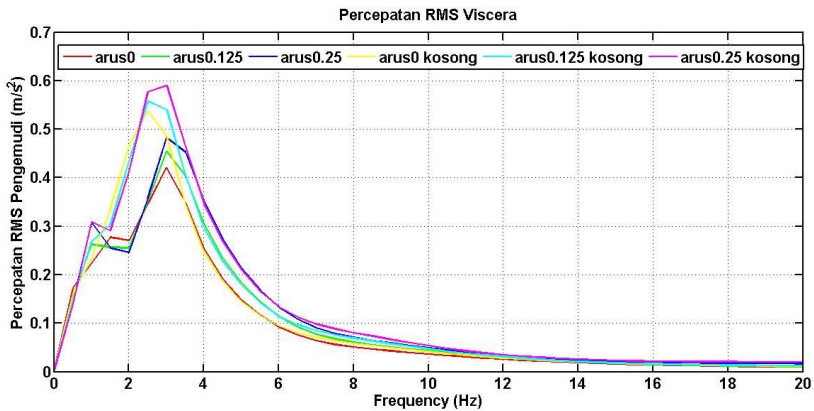
panjang gelombang sebesar 1 m. Didapatkan hasil simulasi yang ditunjukkan pada gambar 4.8, 4.9, 4.10, 4.11.



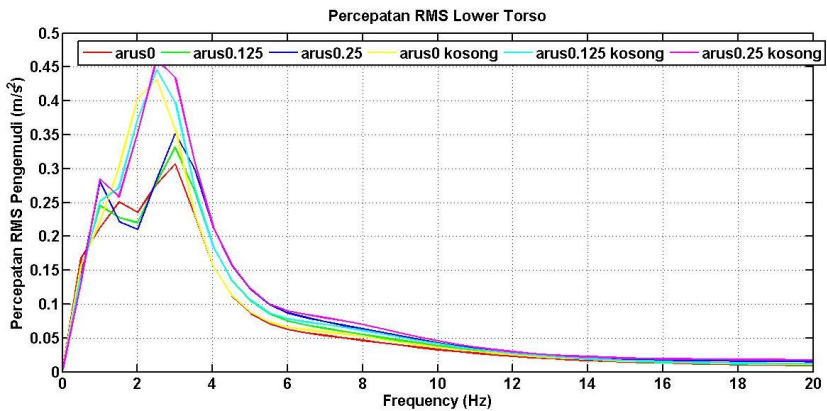
Gambar 4.8 Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Penumpang pada *Head & Neck* Pengemudi



Gambar 4.9 Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Penumpang pada *Upper Torso* Pengemudi



Gambar 4.10 Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Penumpang pada *Viscera* Pengemudi



Gambar 4.11 Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Penumpang *Lower Torso* Pengemudi

Dari simulasi model diatas didapatkan grafik percepatan RMS terhadap frekuensi dengan variasi arus yang masuk ke dalam sistem suspensi. Dari simulasi di atas

terlihat bahwa variasi arus masuk sangat mempengaruhi nilai percepatan RMS untuk setiap bagian tubuh pengemudi. Semakin besar arus yang masuk kedalam sistem suspensi menyebabkan nilai percepatan RMS untuk setiap bagian tubuh pengemudi semakin meningkat. Dengan meningkatnya nilai percepatan RMS maka akan menurunkan tingkat kenyamanan pengemudi.

Salah satu bagian tubuh yang dijabarkan pada subbab ini adalah bagian *head & neck* dari grafik diatas didapatkan nilai percepatan RMS untuk range frekuensi 0 sampai 100 Hz memiliki tertinggi untuk arus 0 A yaitu sebesar $0,4366 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0.125 A yaitu sebesar $0,4716 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0.25 A yaitu sebesar $0,5002 \text{ m/s}^2$. Pada kecepatan 60 km/h atau pada frekuensi 16,67 Hz untuk arus 0 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,0141 \text{ m/s}^2$, untuk arus 0.125 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,0151 \text{ m/s}^2$, untuk arus 0.25 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,0205 \text{ m/s}^2$. Begitu pula untuk kendaraan kosong, dimana setiap arus yang masuk meningkat menyebabkan nilai RMS akan meningkat pula. Namun, perubahan tingkat RMS dari kendaraan kosong lebih besar daripada kendaraan bermuatan. Sehingga, menggunakan kriteria kenyamanan ISO 2631 untuk arus 0 A, 0,125 A, 0,25 A termasuk kedalam kriteria tidak ada keluhan ($a < 0,315 \text{ m/s}^2$). Hal tersebut juga berlaku untuk ke setiap bagian tubuh. Dimana didapatkan nilai percepatan RMS semakin turun seiring meningkatnya arus masuk.

Sehingga, dapat disimpulkan nilai konstanta pegas dan arus redaman yang digunakan sudah sesuai untuk digunakan pada konfigurasi mobil penumpang, karena percepatan RMS yang didapatkan untuk setiap bagian tubuh pengemudi termasuk kedalam kriteria tidak ada keluhan atau nilai percepatan RMS $< 0,315 \text{ m/s}^2$.

Dari grafik diatas juga dapat diketahui sensitifitas setiap anggota tubuh manusia. Berdasarkan buku

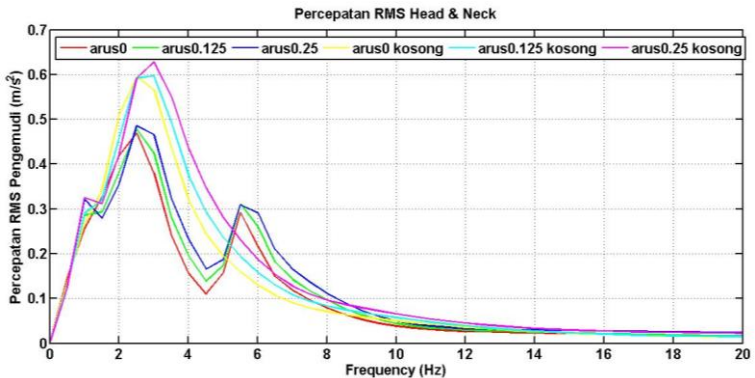
dari *mechanical vibration* [7] untuk bagian *head & neck* memiliki tingkat sensitifitas pada frekuensi 25 Hz, sementara dari hasil simulasi yang didapatkan untuk bagian *head & neck* memiliki tingkat sensitifitas pada *range* frekuensi 2 – 4 Hz. Untuk *upper torso* dari literatur memiliki sensitifitas pada frekuensi 10 – 12 Hz, sementara dari hasil simulasi didapatkan untuk bagian *upper torso* memiliki sensitivitas pada frekuensi 2 – 4 Hz. Untuk bagian *viscera* dari literatur memiliki tingkat sensitivitas pada frekuensi 4-8 Hz. Sementara dari hasil simulasi didapatkan untuk bagian *viscera* memiliki sensitivitas pada frekuensi 2 -4 Hz. Dan untuk bagian *lower torso* dari literatur didapatkan memiliki sensitivitas pada frekuensi 2 – 20 Hz, sementara untuk dari hasil simulasi untuk bagian *lower torso* didapatkan sensitivitas pada frekuensi 2-4 Hz. Terjadi perbedaan yang sangat signifikan antara literatur dan simulasi pada bagian *head & neck* dan *upper torso* dimana hal tersebut terjadi dikarenakan pada tugas akhir kali ini hanya memperhatikan ke arah vertikal saja, dikarenakan sensitivitas sangat dipengaruhi oleh 2 hal yaitu frekuensi dan arah getaran.

4.2.1.2 Analisa Kenyamanan Pengemudi untuk Mobil Alat

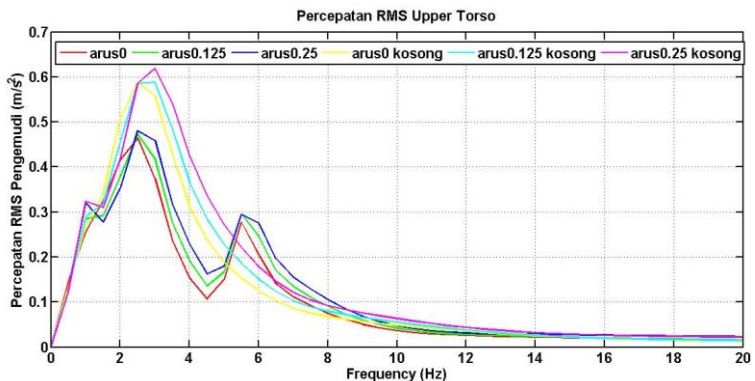
Pada analisa ini digunakan model setengah kendaraan dengan konfigurasi mobil alat. Untuk menganalisa kenyamanan pengemudi akan dilihat dari percepatan RMS pada setiap bagian tubuh yaitu *head & neck*, *upper torso*, *viscera*, *lowe torso*. Menggunakan input jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0.05 m dan panjang gelombang sebesar 1 m. Didapatkan hasil simulasi yang ditunjukkan pada gambar 4.12, 4.13, 4.14, 4.15.

Dari simulasi model diatas didapatkan grafik percepatan RMS terhadap frekuensi dengan variasi arus yang masuk ke dalam sistem suspensi. Dari simulasi di atas terlihat bahwa variasi arus masuk sangat mempengaruhi nilai percepatan RMS untuk setiap bagian tubuh pengemudi.

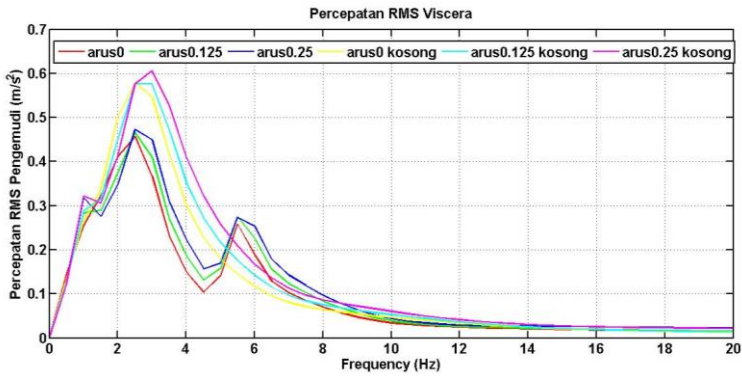
Semakin besar arus yang masuk kedalam sistem suspensi menyebabkan nilai percepatan RMS untuk setiap bagian tubuh pengemudi semakin meningkat. Dengan meningkatnya nilai percepatan RMS maka akan menurunkan tingkat kenyamanan pengemudi.



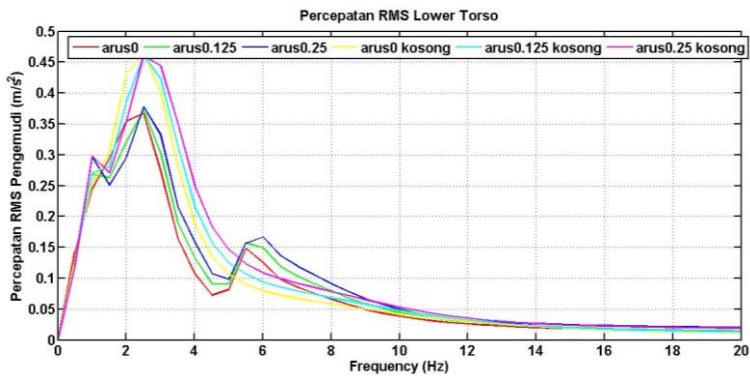
Gambar 4.12 Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Alat pada *Head & Neck* Pengemudi



Gambar 4.13 Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Alat pada *Upper Torso* Pengemudi



Gambar 4.14 Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Alat pada *Viscera* Pengemudi



Gambar 4.15 Grafik Percepatan RMS terhadap Frekuensi Mobil Alat *Lower Torso* Pengemudi

Salah satu bagian tubuh yang dijabarkan pada subbab ini adalah bagian *head & neck* dari grafik diatas didapatkan nilai percepatan RMS untuk range frekuensi 0 sampai 100 Hz memiliki tertinggi untuk arus 0 A yaitu sebesar $0,4687 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0.125 A yaitu sebesar

0,4779 m/s². Untuk arus 0.25 A yaitu sebesar 0,4860 m/s². Pada kecepatan 60 km/h atau pada frekuensi 16,67 Hz untuk arus 0 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar 0,0192 m/s², untuk arus 0.125 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar 0,0207 m/s², untuk arus 0.25 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar 0,0270 m/s². Begitu pula untuk kendaraan kosong, dimana setiap arus yang masuk meningkat menyebabkan nilai RMS akan meningkat pula. Namun, perubahan tingkat RMS dari kendaraan kosong lebih besar daripada kendaraan bermuatan. Sehingga, menggunakan kriteria kenyamanan ISO 2631 untuk arus 0 A, 0,125 A, 0,25 A termasuk kedalam kriteria tidak ada keluhan ($a < 0,315$ m/s²). Hal tersebut juga berlaku untuk ke setiap bagian tubuh. Dimana didapatkan nilai percepatan RMS semakin turun seiring meningkatnya arus masuk.

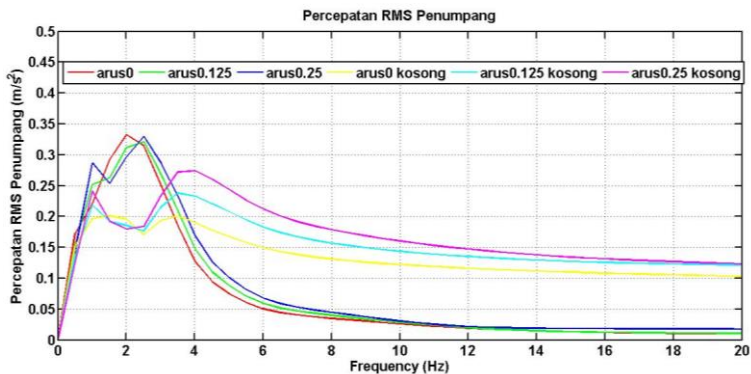
Sehingga, dapat disimpulkan nilai konstanta pegas dan arus redaman yang digunakan sudah sesuai untuk digunakan pada konfigurasi mobil alat, karena percepatan RMS yang didapatkan untuk setiap bagian tubuh pengemudi termasuk kedalam kriteria tidak ada keluhan atau nilai percepatan RMS $< 0,315$ m/s².

Dari grafik diatas juga dapat diketahui sensitifitas setiap anggota tubuh manusia. Berdasarkan buku dari *mechanical vibration* [7] untuk bagian *head & neck* memiliki tingkat sensitifitas pada frekuensi 25 Hz, sementara dari hasil simulasi yang didapatkan untuk bagian *head & neck* memiliki tingkat sensitifitas pada *range* frekuensi 2 – 8 Hz. Untuk *upper torso* dari literatur memiliki sensitifitas pada frekuensi 10 – 12 Hz, sementara dari hasil simulasi didapatkan untuk bagian *upper torso* memiliki sensitivitas pada frekuensi 2 – 8 Hz. Untuk bagian *viscera* dari literatur memiliki tingkat sensitivitas pada frekuensi 4-8 Hz. Sementara dari hasil simulasi didapatkan untuk bagian *viscera* memiliki sensitivitas pada frekuensi 2 -8 Hz. Dan untuk bagian *lower torso* dari literatur didapatkan memiliki

sensitivitas pada frekuensi 2 – 20 Hz, sementara untuk dari hasil simulasi untuk bagian *lower torso* didapatkan sensitivitas pada frekuensi 2-8 Hz. Terjadi perbedaan yang sangat signifikan antara literatur dan simulasi pada bagian *head & neck* dan *upper torso* dimana hal tersebut terjadi dikarenakan pada tugas akhir kali ini hanya memperhatikan ke arah vertikal saja, dikarenakan sensitivitas sangat dipengaruhi oleh 2 hal yaitu frekuensi dan arah getaran.

4.2.2 Analisa Kenyamanan Penumpang

Untuk mengetahui tingkat kenyamanan penumpang, digunakan simulasi model setengah kendaraan dengan konfigurasi mobil penumpang. Untuk menganalisa kenyamanannya, penumpang diasumsikan terdistribusi merata, dan dimodelkan dengan satu penumpang saja. Dengan menggunakan input jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0.05 m dan panjang gelombang sebesar 1 m. Didapatkan hasil simulasi yang di plot kedalam ISO 2631 yang ditunjukkan pada gambar 4.16



Gambar 4.16 Grafik Percepatan RMS Penumpang terhadap Frekuensi

Dari simulasi model diatas didapatkan grafik percepatan RMS terhadap frekuensi dengan variasi arus yang masuk ke dalam sistem suspensi. Dari simulasi di atas terlihat bahwa variasi arus masuk sangat mempengaruhi nilai percepatan RMS untuk setiap bagian tubuh pengemudi. Semakin besar arus yang masuk kedalam sistem suspensi menyebabkan nilai percepatan RMS untuk setiap bagian tubuh pengemudi semakin meningkat. Dengan meningkatnya nilai percepatan RMS maka akan menurunkan tingkat kenyamanan pengemudi.

Pada penumpang dari grafik diatas didapatkan nilai percepatan RMS untuk range frekuensi 0 sampai 100 Hz memiliki tertinggi untuk arus 0 A yaitu sebesar $0,3326 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0.125 A yaitu sebesar $0,3213 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0.25 A yaitu sebesar $0,3295 \text{ m/s}^2$. Pada kecepatan 60 km/h atau pada frekuensi 16,67 Hz untuk arus 0 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,0118 \text{ m/s}^2$, untuk arus 0.125 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,0121 \text{ m/s}^2$, untuk arus 0.25 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,0183 \text{ m/s}^2$. Begitu pula untuk kendaraan kosong, dimana setiap arus yang masuk meningkat menyebabkan nilai RMS akan meningkat pula. Namun, perubahan tingkat RMS dari kendaraan kosong lebih besar daripada kendaraan bermuatan. Sehingga, menggunakan kriteria kenyamanan ISO 2631 untuk arus 0 A, 0,125 A, 0,25 A termasuk kedalam kriteria tidak ada keluhan ($a < 0,315 \text{ m/s}^2$).

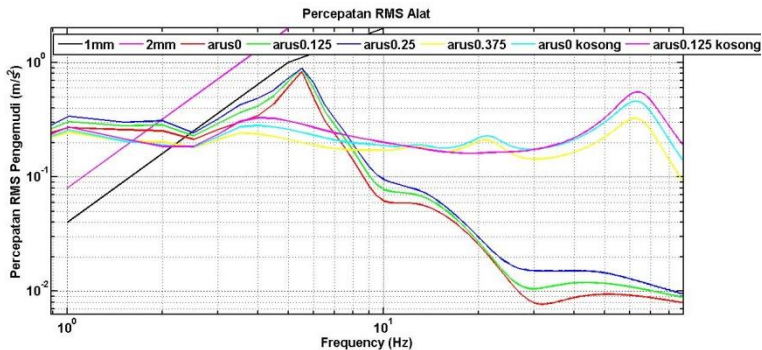
Sehingga, dapat disimpulkan nilai konstanta pegas dan arus redaman yang digunakan sudah sesuai untuk digunakan pada konfigurasi mobil penumpang, karena percepatan RMS yang didapatkan penumpang termasuk kedalam kriteria tidak ada keluhan atau nilai percepatan RMS $< 0,315 \text{ m/s}^2$.

Dari grafik diatas juga dapat diketahui sensitifitas setiap anggota tubuh manusia. Berdasarkan buku dari *mechanical vibration* [7] untuk seluruh tubuh manusia

rata rata memiliki tingkat sensitifitas pada frekuensi 4 - 8 Hz, sementara dari hasil simulasi yang didapatkan untuk seluruh tubuh penumpang memiliki tingkat sensitifitas pada *range* frekuensi 2 – 8 Hz. Dari hasil diatas dapat dikatakan bahwa hasil simulasi sudah sesuai dengan standar yang ada.

4.2.3 Analisa Kenyamanan Alat

Untuk mengetahui tingkat kenyamanan alat, digunakan simulasi model setengah kendaraan dengan konfigurasi mobil penumpang. Untuk menganalisa kenyamanannya, alat diasumsikan terdistribusi merata, dan diletakkan pada titik tengah *box* alat. Dengan menggunakan input jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0.05 m dan panjang gelombang sebesar 1 m. Didapatkan hasil simulasi yang di plot pada *assesment diagram of vibration* yang ditunjukkan pada gambar 4.17.



Gambar 4.17 Grafik Percepatan RMS Alat terhadap Frekuensi

Dari simulasi model diatas didapatkan grafik percepatan RMS terhadap frekuensi dengan variasi arus yang masuk ke dalam sistem suspensi. Dari simulasi di atas terlihat bahwa variasi arus masuk sangat mempengaruhi nilai

percepatan RMS yang diterima alat. Semakin besar arus yang masuk kedalam sistem suspensi menyebabkan nilai percepatan RMS untuk yang diterima alat semakin meningkat. Dengan meningkatnya nilai percepatan RMS maka akan menurunkan tingkat kenyamanan pengemudi.

Pada alat dari grafik diatas didapatkan nilai percepatan RMS untuk range frekuensi 0 sampai 100 Hz memiliki tertinggi untuk arus 0 A yaitu sebesar $0,8328 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0.125 A yaitu sebesar $0,8890 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0.25 A yaitu sebesar $0,8871 \text{ m/s}^2$. Pada kecepatan 60 km/h atau pada frekuensi 16,67 Hz untuk arus 0 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,0412 \text{ m/s}^2$, untuk arus 0.125 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,0457 \text{ m/s}^2$, untuk arus 0.25 A memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,0486 \text{ m/s}^2$. Begitu pula untuk kendaraan kosong, dimana setiap arus yang masuk meningkat menyebabkan nilai RMS akan meningkat pula. Namun, perubahan tingkat RMS dari kendaraan kosong lebih besar daripada kendaraan bermuatan. Sehingga, menggunakan *assesment diagram of vibration* pada frekuensi 16,67 Hz berada pada kondisi *recommended*.

Sehingga, dapat disimpulkan nilai konstanta pegas dan arus redaman yang digunakan sudah sesuai untuk digunakan pada konfigurasi mobil alat, karena percepatan RMS yang didapatkan untuk alat berada dibawah *displacement* 1 mm dan masuk kedalam kondisi *recommended*

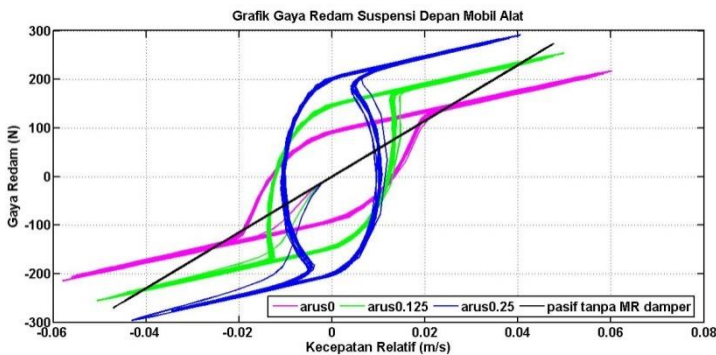
4.3 Analisa Kinerja Suspensi

Pada sub bab ini dilakukan perbandingan kinerja suspensi yang sudah dirancang dengan suspensi pasif. Suspensi pasif yang digunakan memiliki nilai kekakuan pegas yang sama, namun dengan nilai konstanta peredam yang tetap yaitu untuk $c_{sf} = 5743.44 \text{ Ns/m}$ dan $c_{sr} = 6409.33 \text{ Ns/m}$. Dimana analisa kinerja akan dilihat dari rasio redaman

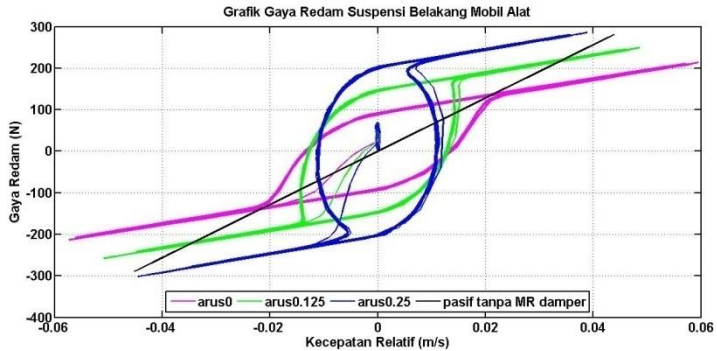
redaman, defleksi suspensi, keamanan kendaraan, percepatan RMS bodi kendaraan. Untuk menganalisa kinerja suspensi digunakan konfigurasi mobil alat dengan muatan kosong. Dikarenakan massa dari mobil alat lebih kecil sehingga percepatan RMS bodi yang dihasilkan bisa lebih besar agar bisa di analisa.

4.3.1 Rasio Redaman Suspensi

Dari simulasi diatas didapat grafik antara gaya redaman dengan kecepatan relatif kendaraan yang ditunjukkan pada gambar 4.18 dan 4.19. Gaya peredam menunjukkan gaya yang diterima peredam. Sementara kecepatan relatif di dapat dari selisih antara kecepatan *sprung* dan momen *pitching* dengan kecepatan massa *unsprung*. Dari simulasi diatas dapat dilihat pola garis pada suspensi pasif berupa garis linear dikarenakan nilai konstanta peredam bernilai konstan, sementara pada suspensi semi aktif pola garis berupa garis polinomial dikarenakan nilai konstanta peredam merupakan fungsi polinomial. Dimana semakin besar arus yang masuk ke dalam sistem suspensi menyebabkan grafik akan menjadi lebih vertikal.



Gambar 4.18 Grafik Gaya Redaman Suspensi Depan terhadap Kecepatan Relatif



Gambar 4.19 Grafik Gaya Redaman Suspensi Belakang terhadap Kecepatan Relatif

Untuk kecepatan 60 km/h pada arus 0 A di dapat nilai nilai gaya redaman rata-rata sebesar 158,8931 N dengan nilai kecepatan relatif sebesar 0,0365 m/s. Sehingga didapatkan nilai konstanta redaman sebesar 5266,67 N.s/m yang memiliki rasio redaman sebesar 0,41. Pada arus 0,125 A didapat nilai gaya redaman rata-rata sebesar 192,49 N dengan kecepatan relatif sebesar 0.0274m/s, sehingga didapat nilai konstanta nilai redaman sebesar 7025,182 N.s/m yang memiliki rasio redaman sebesar 0,55. Pada arus 0,25 A didapat nilai gaya redaman rata-rata sebesar 223,0662 N dengan kecepatan relatif sebesar 0.0192 m/s, sehingga didapat nilai konstanta nilai redaman sebesar 11618,03 N.s/m yang memiliki rasio redaman sebesar 0,9. Pada suspensi pasif didapat nilai gaya redaman rata-rata sebesar 87,7478 N dengan kecepatan relatif sebesar 0.0153 m/s, sehingga didapat nilai konstanta redaman sebesar 5735,15 N.s/m yang memiliki rasio redaman sebesar 0,45.

Sehingga, dari grafik diatas dapat disimpulkan urutan rasio peredam dari yang terbesar sampai yang terkecil yaitu suspensi semi aktif dengan arus 0,25 A, suspensi semi

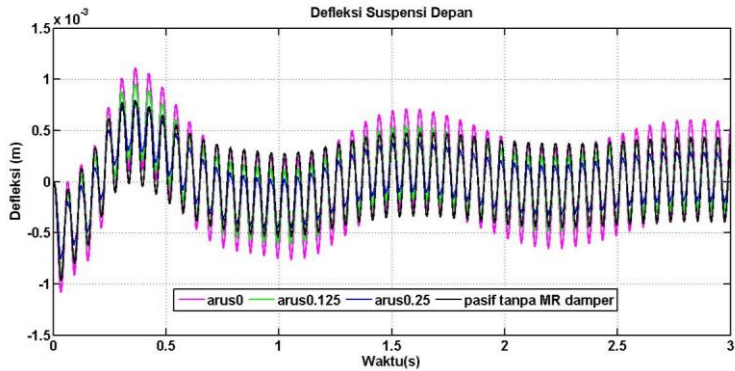
aktif dengan arus 0,125 A, suspensi pasif, dan suspensi semi aktif dengan arus 0 A. Begitu pula hasil yang didapatkan pada suspensi belakang kendaraan.

4.3.2 Defleksi Suspensi

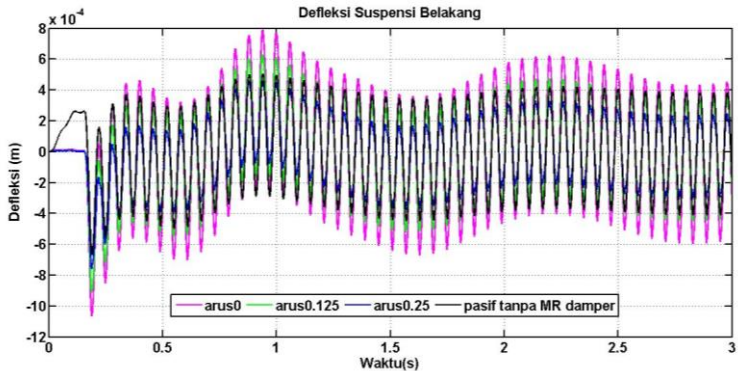
Dari simulasi model dibawah didapatkan grafik defleksi maksimal suspensi depan dan belakang terhadap kecepatan dengan variasi jenis sistem suspensi yang ditunjukkan pada gambar 4.20 dan 4.21. Dari simulasi di atas terlihat bahwa jenis sistem suspensi sangat berpengaruh terhadap defleksi maksimal suspensi. Semakin besar rasio redaman maka nilai defleksi akan semakin kecil.

Pada gambar 4.20 menunjukkan hasil simulasi defleksi suspensi depan mobil akibat profil permukaan jalan pada kecepatan 60 km/h. Pada respon defleksi suspensi, terlihat bahwa suspensi mengalami kompresi dan ekspansi secara berulang. Untuk sistem suspensi semi aktif dengan arus 0 A memiliki nilai defleksi yang paling besar yaitu sebesar 0,0011 m, Untuk sistem suspensi semi aktif dengan arus 0,125 A memiliki nilai defleksi sebesar $9,171 \times 10^{-4}$ m. Untuk sistem suspensi semi aktif dengan arus 0,25 A memiliki nilai defleksi sebesar $7,5304 \times 10^{-4}$ m. Dan untuk sistem suspensi pasif memiliki nilai defleksi sebesar $9,6740 \times 10^{-4}$ m. Sehingga, dari grafik diatas dapat disimpulkan urutan defleksi dari yang terbesar sampai yang terkecil yaitu suspensi semi aktif dengan arus 0 A, suspensi pasif, suspensi semi aktif dengan arus 0,125 A, dan suspensi semi aktif dengan arus 0,25 A. Dengan melakukan hal yang sama didapatkan hasil yang sama pada suspensi belakang kendaraan dimana nilai defleksi akan semakin kecil apabila rasio redaman meningkat, begitu pula sebaliknya. Namun, pada suspensi belakang memiliki nilai defleksi yang lebih kecil dikarenakan pada suspensi belakang memiliki nilai kekakuan pegas yang lebih besar. Hal tersebut yang menyebabkan suspensi menjadi lebih kaku.

Dari grafik diatas dapat disimpulkan untuk frekuensi 16,67 Hz atau 60 km/h sistem suspensi memiliki nilai defleksi yang masih dibawah batas defleksi maksimal yang di diizinkan. Sehingga, dapat dikatakan bahwa suspensi aman terhadap syarat batas defleksi maksimal.

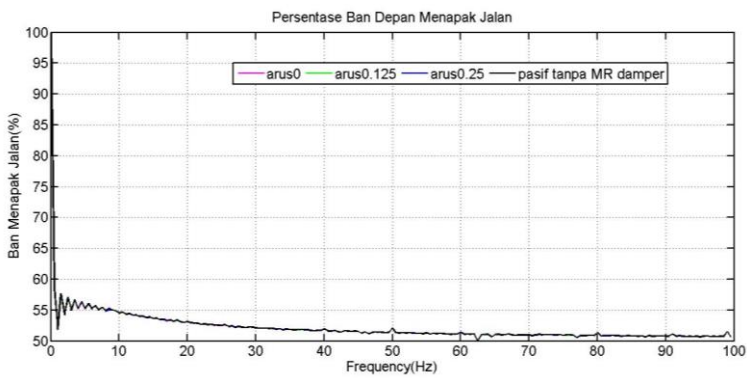


Gambar 4.20 Defleksi Suspensi Depan pada Kecepatan 60 km/h



Gambar 4.21 Defleksi Suspensi Belakang pada Kecepatan 60 km/h

4.3.3 Keamanan Kendaraan



Gambar 4.22 Persentase Ban Depan Mobil Menapak Jalan



Gambar 4.23 Persentase Ban Belakang Mobil Menapak Jalan

Grafik 4.22 dan 4.23 menunjukkan perbandingan antar respon kemampuan ban menapak jalan antara jenis sistem suspensi pasif, dan sistem semi aktif yang

direpresentasikan dengan persentase ban depan dan belakang menapak jalan. Dimana parameter ini digunakan untuk menyatakan tingkat keamanan kendaraan, semakin besar prosentase ban menapak maka tingkat keamanan kendaraan tersebut juga semakin besar.

Pada gambar 4.22 dan 4.23 menunjukkan bahwa untuk semua jenis sistem suspensi memiliki kemampuan menapak jalan yang hampir sama. Dimana nilai minimum dari prosentase ban depan menapak jalan pada frekuensi 0 Hz sampai 100 Hz adalah sebesar 50,0167% sudah termasuk kategori cukup baik. Dengan melakukan hal yang sama untuk suspensi belakang, didapatkan nilai minimum dari prosentase ban belakang menapak jalan pada frekuensi 0 Hz sampai 100 Hz adalah sebesar 50,9497 %. Dimana menurut Kriteria Keamanan Kendaraan menurut *BEISSBARTH Automotive Group* untuk prosentase ban menapak antara 40% - 59% dikategorikan dalam kondisi cukup baik. Sehingga, dari hasil diatas dapat disimpulkan bahwa nilai kekakuan pegas dan arus redaman yang masuk pada sistem suspensi mobil multiguna pedesaan sudah cukup baik.

4.3.5 Pengaruh Amplitudo dan Lamda terhadap Percepatan RMS Bodi Kendaraan

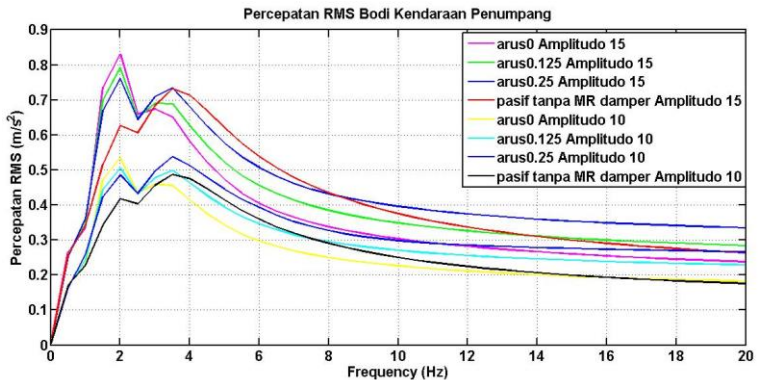
Dari simulasi diatas menunjukkan hubungan antara percepatan RMS kendaraan dengan frekuensi dengan variasi jenis sistem suspensi, amplitudo, dan panjang gelombang. Dari grafik diatas dapat di simpulkan bahwa jenis sistem suspensi, amplitudo dan panjang gelombang berpengaruh terhadap percepatan RMS kendaraan. Dimana semakin besar nilai amplitudo dan panjang gelombang akan menyebabkan nilai percepatan RMS bodi kendaraan semakin besar. Sehingga, dengan naiknya percepatan RMS tersebut akan menyebabkan turunnya kualitas kenyamanan kendaraan tersebut. Dengan menggunakan jenis sistem suspensi semi aktif dapat meningkatkan kualitas kenyamanan kendaraan

dengan cara mengontrol arus yang masuk ke dalam sistem suspensi sesuai dengan profil jalan. Karena sistem suspensi semi aktif bersifat adaptif terhadap kondisi jalan, sehingga nilai percepatan RMS dapat semakin rendah dengan karakteristik kenyamanan setiap arus yang ditunjukkan pada gambar 4.24. Berbeda dengan suspensi pasif yang nilai percepatan RMS akan semakin naik seiring dengan bertambahnya amplitudo dan panjang gelombang jalan.

Pada gambar 4.24 dapat dilihat bahwa nilai percepatan RMS bodi bervariasi untuk setiap frekuensi. Dimana frekuensi menunjukkan kecepatan kendaraan dengan persamaan ($\text{frekuensi} = V/\lambda$). Untuk simulasi pertama digunakan nilai amplitudo sebesar 0,10 m dengan panjang gelombang 1 m. Untuk arus 0 A didapatkan nilai percepatan RMS terbesar yaitu $0,5348 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0,125 A didapatkan nilai percepatan RMS terbesar yaitu $0,5045 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0,25 A didapatkan nilai percepatan RMS terbesar yaitu $0,5377 \text{ m/s}^2$. Untuk suspensi pasif memiliki percepatan RMS terbesar yaitu $0,4877 \text{ m/s}^2$. Sementara untuk kecepatan 60 km/h atau dengan amplitudo 0,1 m memiliki nilai frekuensi sebesar 16,67 Hz, pada arus 0 A memiliki nilai percepatan RMS kendaraan sebesar $0,1931 \text{ m/s}^2$. Pada arus 0,125 A memiliki nilai percepatan RMS kendaraan sebesar $0,2387 \text{ m/s}^2$. Pada arus 0,25 A memiliki nilai percepatan RMS kendaraan sebesar $0,2736 \text{ m/s}^2$. Dan untuk suspensi pasif memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,1935 \text{ m/s}^2$.

Untuk simulasi kedua digunakan nilai amplitudo sebesar 0,15 m dengan panjang gelombang 3 m. Untuk arus 0 A didapatkan nilai percepatan RMS terbesar yaitu $0,8308 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0,125 A didapatkan nilai percepatan RMS terbesar yaitu $0,7927 \text{ m/s}^2$. Untuk arus 0,25 A didapatkan nilai percepatan RMS terbesar yaitu $0,7607 \text{ m/s}^2$. Untuk suspensi pasif memiliki percepatan RMS terbesar yaitu $0,7315 \text{ m/s}^2$. Sementara untuk kecepatan 60 km/h atau dengan amplitudo 0,15 m memiliki nilai frekuensi sebesar

16,67 Hz, pada arus 0 A memiliki nilai percepatan RMS kendaraan sebesar $0,4335 \text{ m/s}^2$. Pada arus 0,125 A memiliki nilai percepatan RMS kendaraan sebesar $0,4839 \text{ m/s}^2$. Pada arus 0,25 A memiliki nilai percepatan RMS kendaraan sebesar $0,5371 \text{ m/s}^2$. Dan untuk suspensi pasif memiliki nilai percepatan RMS sebesar $0,5759 \text{ m/s}^2$. Sehingga, dapat disimpulkan suspensi untuk mobil multiguna pedesaan yang dirancang menghasilkan rms yang lebih baik untuk range kerja 30 km/h sampai 60 km/h dibandingkan dengan suspensi pasif.



Gambar 4.24 Pengaruh Variasi Amplitudo dan Panjang Gelombang terhadap Percepatan RMS Bodi Kendaraan Konfigurasi Mobil Penumpang

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa terhadap respon gerak mobil multiguna pedesaan dengan model setengah kendaraan (*half car*) pada *input* jalan sinusoidal dapat diisimpulkan bahwa :

1. Berdasarkan perhitungan suspensi mobil multiguna pedesaan didapatkan nilai kekakuan pegas *helical* depan (K_{sf}) sebesar 56904,57541 N/m, sementara untuk nilai kekakuan pegas *helical* belakang (K_{sr}) sebesar 70864,50183 N/m.
2. Berdasarkan ISO 2631 dan *Assesment Diagram of Vibration*, dengan input profil jalan sinusoidal dengan amplitudo sebesar 0,05 m dan panjang gelombang 1 m didapatkan sistem suspensi semi aktif menghasilkan kenyamanan yang baik ($RMS < 0,3 \text{ m/s}^2$) untuk setiap bagian tubuh pengemudi, penumpang dan alat.
3. Defleksi yang terjadi pada suspensi depan dan belakang berada dibawah batas defleksi maksimal yaitu sebesar 0,1 m (suspensi depan) dan 0,12 m (suspensi belakang).
4. Berdasarkan Kriteria Keamanan Kendaraan menurut *BEISSBARTH Automotive Group* prosentase ban menapak dengan perancangan suspensi semi aktif dikategorikan dalam kondisi cukup baik yaitu pada *range* 40%-59%.

5.2 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan didapatkan beberapa saran untuk pengembangan dalam penelitian selanjutnya, yaitu :

1. Perlu dilakukan studi eksperimental untuk memvalidasi hasil dari simulasi pemodelan sistem suspensi semi aktif yang sudah dirancang.
2. Perlu dilakukan studi lebih lanjut untuk mengontrol arus yang masuk kedalam sistem suspensi.

Daftar Pustaka

- [1] *Putra, Angga Ramadhana, Desain dan Analisa Sistem Suspensi Mobil Produksi Multiguna Pedesaan Dengan Standar Kenyamanan ISO 2631*, Tugas Akhir, Teknik Mmesin ITS, Surabaya. 2016
- [2] *Richard R, “Comparison of Linear, Nonlinear, Hysteretic, Probabilistic MR Damper Models”*. Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University. Feb 2007.
- [3] *Pramono, Agus Sigit, Rancang Bangun Kendaraan Multiguna Pedesaan*, Laporan Kemajuan 2 Tahap Ke-3 Insentif Riset SINas, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2014
- [4] *Khurmi, R.S , J.K Gupta, A Textbook of Machine Design*, Eurasia Publishing House (PVT.) LTD., New Delhi, 2005.
- [5] *Novrita, S.Pd, Memperbaiki Sistem Suspensi*, Modul Kompetisi Kejuruan, 2012.
- [6] *Nugraha, Ryan Gunawan.S, Permodelan dan Studi Karakteristik Sistem Suspensi Semi-Aktif dengan Peredam Magnetorheological*, Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS, Surabaya, 2015
- [7] *S.Rao, Singiresu, Mechanical Vibration*, Prentice Hall PTR, Singapore, 2004.
- [8] *Dixon, John C., Suspension Geometry and Computation*, John Wiley and Sons, Ltd, Publication, United Kingdom, 2009
- [10] *Price Darryl ,Estimation of Uncertain Vehicle Center Gravity Using Polynomial Chaos Expansion*, Tesis, Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University. June 2008.
- [11] *Savaresi, Sergio M. dkk, Semi-Active Suspension Control Design for Vehicles*, Elsevier Ltd, United Kingdom, 2010

- [12] *Hossein, H.A. Alizadeh, Alireza Sedaghat, Mohsen. S. Mehr, Davod Naderi, **Determining and Optimization of Mass, Stiffness and Damping Cooficients of Tractor Seat by Quasi-Newton Methods Using Coupled Human-Seat Model.*** Mechanical Engineering Department, Bu-Ali Sina University, Hamedan, Iran, 2008
- [13] Paulo L.N, Francisco, **A Procedure for the Parametric Identification of Viscoelastic Dampers Accounting for Preload.** Federal University of Uberlandia. Sept 2011.
- [14] *Sutantra, I.Nyoman, **Teknologi Otomotif, Teknik Mesin ITS,*** Surabaya, 2010.
- [15] *G.Rill, George, **Vehycle Dynamics,*** University of Applied Sciences, October, 2006.
- [16] *Priyambada, Puja, **Analisis Kenyamanan Serta Redesain Pegas Suspensi Mobil Toyota Fortuner 4.0 V6 SR (AT 4X4), Tugas Akhir, Teknik Mesin ITS,*** Surabaya 2016
- [17] *Santoso Singgih, **Mengatasi Berbagai Masalah Statistik dengan SPSS versi 11.5,*** Jakarta, 2003
- [18] *Paulo L.N, Francisco, “**A Procedure for the Parametric Identification of Viscoelastic Dampers Accounting for Preload**”,* Federal University of Uberlandia, Sept 2011.
- [19] *Direktorat Preservasi Jalan Direktorat Jendral Bina Marga, **Pelaksanaan Preservasi Jalan Secara Long Segment,*** Jayapura, 2016.
- [20] *Shirley Jane Dyke, B.S., A.A.E., “**A Dissertation Submitted to the Graduate School of University of Notre Dame in Partiel Fulfillment of the Requirements for the Degree of Doctor of Philosophy**”,* Notre Dame, Indiana, 1996

LAMPIRAN

Gambar A1. Input Jalan Sinusoidal

```
%% Input
baris=1;kolom=1;
Am=0.05;
L=lf+lr;
for freq =0.01:0.5:100;
    T = 1/freq;
    T2 = L/(freq);
t = 0:0.001:3;
for i=1:1:length(t);
    tdata=t(i);
    if tdata>T/2;
        wf(i)=(Am)*(sin((2*pi*freq)*tdata));
    else
        wf(i)=(Am)*(sin((2*pi*freq)*tdata));
    end

    if tdata>(T2+(T/2));
        wr(i)=(Am)*(sin((2*pi*freq)*(tdata-T2)));
    else if tdata<T2
        wr(i)=0;
    else
        wr(i)=(Am)*(sin((2*pi*freq)*(tdata-T2)));
    end
end
end
w=[wf; wr];
in =transpose([t; w]);
[t,x] = sim('tatata1',t);
End
```

Gambar A2. Parameter Konfigurasi Penumpang

```
%parameter kendaraan
%masssa
mb = 706;
mwf = 25;
mwr = 25;
ib = 7354.2;
```

```

ma = 168;
mk = 35;
m1 = 36;
m2 = 5.5;
m3 = 15;
m5 = 4.17;
%panjang
lf = 1.69;
lr = 0.9;
lp = 0.86;
la = 0.89;
ktf = 221973.4;
ktr = 221973.4;
ctf = 3430;
ctr = 3430;
ksf = 56904.57541;
ksr = 70864.50183;
kk = 36890;
ck = 508;
ka = 36890;
ca = 508;
k1 = 49340;
c1 = 2475;
k2 = 20000;
c2 = 330;
k3 = 192000;
c3 = 909.1;
k4 = 10000;
c4 = 200;
k5 = 134400;
c5 = 250;

```

Gambar A3. Parameter Konfigurasi Alat

```

%parameter kendaraan
%masssa
mb = 560;
mwf = 25;
mwr = 25;
ib = 6420;
ma = 200;%jangan lupa
mk = 35;

```

```

m1 = 36;
m2 = 5.5;
m3 = 15;
m5 = 4.17;
%panjang
lf = 1.59;
lr = 1;
lp = 0.79;
la = 0.96;
ktf = 221973.4;
ktr = 221973.4;
ctf = 3430;
ctr = 3430;
ksf = 56904.57541;
ksr = 70864.50183;
kk = 36890;
ck = 508;
ka = 163948.13;
ca = 124.91;
k1 = 49340;
c1 = 2475;
k2 = 20000;
c2 = 330;
k3 = 192000;
c3 = 909.1;
k4 = 10000;
c4 = 200;
k5 = 134400;
c5 = 250;

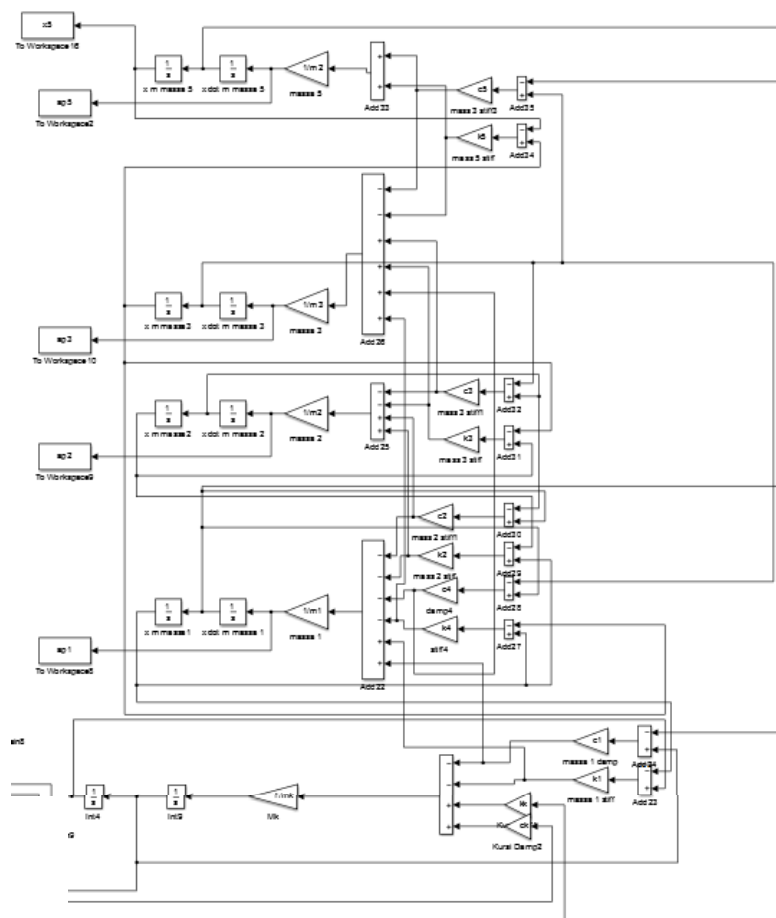
```

Gambar A4. Parameter Bouc-Wen

```

%% %% Parameter Bouc-Wen
f = 190;
ko = 46.9;
Coa = 21;
Cob = 3.5;
n = 2;
Ala = 140;
Alb = 695;
Gamma = 363;
A = 301;

```

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BIODATA PENULIS



Fridam Amrulloh Baqarziky, dilahirkan di Balikpapan, 17 Agustus 1997 merupakan anak kedua dari orang tua bernama Sabardi dan Eni Irawati. Penulis mengawali pendidikan di SD Bina Insani Bogor (2003-2008). Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN 5 Bogor (2008-2011). Penulis melanjutkan pendidikannya di SMAN 6 Bogor (2011-2013). Kemudian penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang perguruan tinggi di Institut Teknologi

Sepuluh Nopember Surabaya pada Jurusan Teknik Mesin ITS.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Staff Departemen Umum di Himpunan Teknik Mesin ITS 2014/2015, dan menjadi Staff Divisi Eksternal Mesin Music Club Mesin ITS 2014/2015. Selanjutnya menjadi Kepala Departemen Umum di Himpunan Teknik Mesin 2015/2016 dan menjadi Staff Ahli Divisi Event Mesin Music Club Mesin ITS 2015/2016. Selain itu penulis juga aktif dalam kegiatan *event* diantaranya Mechanical City, Engine Brake, dan IEMC 2014. Selain itu penulis juga memiliki pengalaman kerja yaitu Kerja Praktek di PT. Toyota Motor Manufacturing Indonesia pada Divisi Dies and Jig, kemudian penulis juga mengikuti program magang kerja di PT. Siam Cement Group pada Divisi Logistic.

Selama hidup penulis berpegang teguh pada prinsip *“Buatlah orang-orang disekitarmu merasa senang dengan adanya dirimu”* yang selalu menjadikan penulis selalu introspeksi diri, mawas diri dan berusaha memberikan yang terbaik pada setiap hal. Untuk informasi dan masukan tentang tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email fridam.amrulloh@gmail.com.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)